

## Переходные процессы изменения температуры и скорости потока при ступенчатом количественном регулировании в системе «нагреватель – вентилятор – помещение»

Рустам Шамильевич Мансуров

Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин);  
г. Новосибирск, Россия

### АННОТАЦИЯ

**Введение.** Наиболее перспективной из быстроразвивающихся энергосберегающих технологий, используемой в системах жизнеобеспечения, является регулирование производительности вентиляционной установки в зависимости от качества внутреннего воздуха в обслуживаемых помещениях. В процессе регулирования происходят переходные процессы, сопровождающиеся колебаниями параметров воздуха в помещении. Изучение закономерностей развития переходных процессов в потоке воздуха необходимо для конструирования энергоэффективных элементов климатических систем, разработки адаптивных алгоритмов управления микроклиматом. Представлены и проанализированы экспериментальные данные об изменениях параметров воздушного потока и теплоты в системе «воздухо-нагреватель – вентилятор – помещение» при ступенчато-последовательном регулировании производительности вентилятора.

**Материалы и методы.** Метод изучения процесса теплообмена между воздухом, климатической установкой и обслуживаемым помещением основан на натурном эксперименте, осуществленном в реально эксплуатируемом здании. Параметры воздушного потока в исследуемой системе регистрировались как для системы с сосредоточенными параметрами.

**Результаты.** При различных временных интервалах между скачками изменения производительности вентилятора и для разных режимов работы воздухонагревателя экспериментально исследованы переходные процессы изменения параметров воздушного потока.

**Выводы.** Минимальная продолжительность переходного процесса изменений параметров воздушного потока, проходящего через климатическую установку, достигается при некоторой оптимальной величине временного интервала между скачками производительности вентилятора.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** вентилятор, воздухонагреватель, регулирование, переходный процесс, скачок производительности, климатическая установка

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Мансуров Р.Ш. Переходные процессы изменения температуры и скорости потока при ступенчатом количественном регулировании в системе «нагреватель – вентилятор – помещение» // Вестник МГСУ. 2026. Т. 21. Вып. 7. С. 1194–1209. DOI: 10.22227/1997-0935.2026.7.1194-1209

Автор, ответственный за переписку: Рустам Шамильевич Мансуров, rmansurov@inbox.ru.

## Transient processes of temperature and flow velocity changes with stepwise quantitative control in the “heater – fan – room system”

Rustam Sh. Mansurov

Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin); Novosibirsk, Russian Federation

### ABSTRACT

**Introduction.** The most promising of the rapidly developing energy-saving technologies used in life support systems is the regulation of ventilation system performance depending on the indoor air quality in the serviced rooms. In the process of regulation, transients occur, accompanied by fluctuations in indoor air parameters. The study of the patterns of development of transient processes in the air flow is necessary for the design of energy-efficient elements of climate systems, the development of adaptive algorithms for climate control. Experimental data on changes in the parameters of air flow and heat in the “heater – fan – room” system with stepwise sequential control of fan performance are presented and analyzed.

**Materials and methods.** The method of studying the process of heat exchange between air, a climate control system and a serviced room is based on a field experiment carried out in a building in actual operation. The air flow parameters in the system under study were recorded as for a system with concentrated parameters.

**Results.** At different time intervals between step changes in fan performance and for different modes of operation of the air heater, transient processes of changing air flow parameters have been experimentally investigated and studied.

**Conclusions.** The minimum duration of the transient process of changes in the parameters of the air flow passing through the climate control unit is achieved with a certain optimal value of the time interval between fan performance spikes.

**KEYWORDS:** fan, air heater, regulation, transient process, performance surge, climate control system

**FOR CITATION:** Mansurov R.Sh. Transient processes of temperature and flow velocity changes with stepwise quantitative control in the “heater – fan – room” system. *Vestnik MGSU* [Monthly Journal on Construction and Architecture]. 2026; 21(7):1194-1209. DOI: 10.22227/1997-0935.2026.7.1194-1209 (rus.).

*Corresponding author:* Rustam Sh. Mansurov, rmansurov@inbox.ru.

## ВВЕДЕНИЕ

С развитием систем управления технологическими процессами, основанными на использовании частотного регулирования скоростью вращения асинхронных электродвигателей [1–3], применении ЕС-двигателей [4, 5] и программируемых логических контроллеров, появилась возможность автоматизированного количественного регулирования в динамике. Количественное регулирование позволяет получить ключевой положительный эффект — минимизировать эксплуатационные затраты на энергоносители и материальные ресурсы, например изменение количества приточного воздуха в зависимости от концентрации вредных веществ в обслуживаемом помещении (газов, теплоты, влаги, пыли), режима работы вентиляции в производственных помещениях и помещениях гражданских зданий, изменение в допустимых пределах расхода теплохладоносителя при переменной технологической нагрузке теплообменного оборудования [6–8] и расходе воды на хозяйственно-бытовые нужды [9, 10]. Однако количественное регулирование имеет ряд значительных недостатков: в системах климатизации это аэродинамическая разрегулировка вентиляционных сетей [11]; существенное отклонение аэродинамических характеристик вентагрегатов в динамике от паспортных [12, 13]; снижение эффективности воздухораспределения и образование застойных зон в рабочем пространстве обслуживаемых помещений [14]; в системах тепло-, водо- и холодоснабжения — гидравлическая разрегулировка в кольцевых и тупиковых сетях [15–18], связанная с непропорциональным изменением расходов у потребителей при изменении общего расхода на источнике, и наоборот, изменение расходов у некоторой части потребителей ведет к изменению расходов на источнике и у другой части потребителей общей сети [19–21].

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха необходимость изменения воздухообмена или полного его прекращения в части обслуживаемых помещений по причинам, описанным выше, например, за счет дросселирования, приводит к аэродинамической разрегулировке вентиляционной сети. В таких случаях требуется поддерживать постоянный перепад давления на вентиляционной установке [22–25] при обеспечении максимально возможной аэродинамической устойчивости вентиляционной сети [26]. При варьировании воздухообмена в обслуживаемом помещении меняется расход приточного воздуха через воздухораспределители, что нарушает расчетную схему движения воздушных потоков (из-

меняются число  $Ar$ , дальнобойность и форма струи), ухудшая качество микроклимата в рабочем пространстве помещения и образование застойных зон. В таких случаях следует предусмотреть возможность управляемого отключения или включения части воздухораспределительных устройств пропорционально изменению расхода приточного воздуха или использовать активные воздухораспределители, регулируемые по параметрам воздуха в рабочей зоне [27–29]. Для систем тепло-, холодо- и водоснабжения для стабилизации гидравлического режима на стороне потребителя применяют дросселирующие устройства для поддержания постоянного перепада давления или расхода на вводе [30, 31]. На протяженных сетях тепло-, холодо- и водоснабжения со сложным рельефом местности устанавливают повысительные или понизительные насосные станции, дросселирующие устройства для поддержания необходимого пьезометрического графика давлений [32, 33]. В последние десятилетия из-за возникновения гидравлической разрегулировки в сетях теплоснабжения при переходе на автоматизированные индивидуальные тепловые пункты у потребителей намечается тенденция практического применения автоматического управления производительностью насосного оборудования на источнике теплоснабжения с частотно-регулируемым приводом.

Следовательно, количественное регулирование, помимо положительного экономического эффекта, создает серьезные проблемы, решение которых должно осуществляться как при расчете, в первую очередь, гидравлических (аэродинамических) динамических режимов работы системы, при подборе оборудования (нагнетателей, частотных регуляторов, управляемых дросселирующих устройств), так и при разработке алгоритмов управления. Кроме основных проблем, обозначенных авторами в вышеприведенных публикациях, имеются и те, которые возникают во время количественного регулирования, связанные с изменением интенсивности тепло-массообменных процессов в оборудовании систем теплоснабжения и вентиляции, со стохастическим характером перераспределения потоков между потребителями: зданиями, помещениями, воздухораспределителями и т.п. Такие процессы могут привести к появлению положительной обратной связи между источником ресурса (воды, воздуха, пара, теплоты, холода) и его потребителями, что, в свою очередь, ведет к перерегулированию, незатухающим колебаниям параметров потока (в худшем случае — к резонансу, помпажу и гидроудару) в гидравлической/аэродина-

мической сети в целом и у конечного потребителя в частности. Поэтому важно при количественном регулировании как на источнике, так и у потребителей согласовано изменять расход ресурса за наикратчайшее время при минимальном перерегулировании его параметров с учетом гидравлической, тепловой устойчивости и инерционности системы. Учитывая при этом: протяженность сети; сжимаемость потока (в случае гидроудара); скорость изменения производительности нагнетателей; изменения интенсивности процессов теплообмена в смесительных и теплообменных устройствах; быстроты закрытия-открытия дросселирующих устройств, теплоаккумулирующих свойств материалов оборудования и строительных конструкций и т.п.

Цель исследования — изучение возможности сокращения времени переходных процессов, уменьшения перерегулирования при изменении производительности вентилятора.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Экспериментальные исследования выполнялись на натурной установке, детально описанной в предшествующих работах автора. На рис. 1 показана принципиальная схема исследовательской установки, информационно-измерительная система со схемой движения потоков теплоты.

На рис. 2 представлена режимная карта работы воздухонагревателя и вентилятора в графическом виде. Теплопроизводительность электрического воздухонагревателя регулировалась симисторным регулятором АW. Теплопроизводительность воздухонагревателя постоянна и составляла в долях от его па-

спортной мощности ( $W_{max} = 12 \text{ кВт}$ ), соответственно для I режима  $\bar{W} = 0,3$ , а для II режима  $\bar{W} = 0,6$ . Расход подаваемого воздуха отображен в долях от максимальной частоты электрического тока ( $F_{max} = 70 \text{ Гц}$ ) и регулировался частотным преобразователем АF. Переходный процесс запускался изменением производительности вентилятора скачкообразным управляющим сигналом АF при начальной производительности  $\bar{F} = 0,5$ . Первый скачок составлял  $+0,3 (+21 \text{ Гц})$ , после которого второй с определенной задержкой во времени  $-0,2 (-14 \text{ Гц})$ . Автоматическая регистрация параметров воздушного потока велась до момента стабилизации температуры.

Эксперименты делились на серии. Исследовались два режима работы воздухонагревателя и три интервала между изменениями расхода воздуха (100, 50 и 25 с). Всего выполнено 6 серий по 54 единичных эксперимента.

Параметры потока (температура и скорость) регистрировались через одну секунду. Продолжительность переходного процесса после второго скачка не превышала 500 с, что установлено в постановочных экспериментах. Время запаздывания изменения параметров воздуха после изменения производительности вентилятора определяет минимальное время между первым и вторым скачками. Сокращение этого периода менее 12 с ведет к слиянию воздействия на поток от двух скачков к эффекту от единичного скачка. Таким образом, три временных интервала в 25, 50 и 100 с были приняты между первым и вторым скачками. Для возврата к начальной производительности  $\bar{F} = 0,5$  после второго скачка через 500 с производился третий скачок  $-0,1$ . После чего эксперимент повторялся.

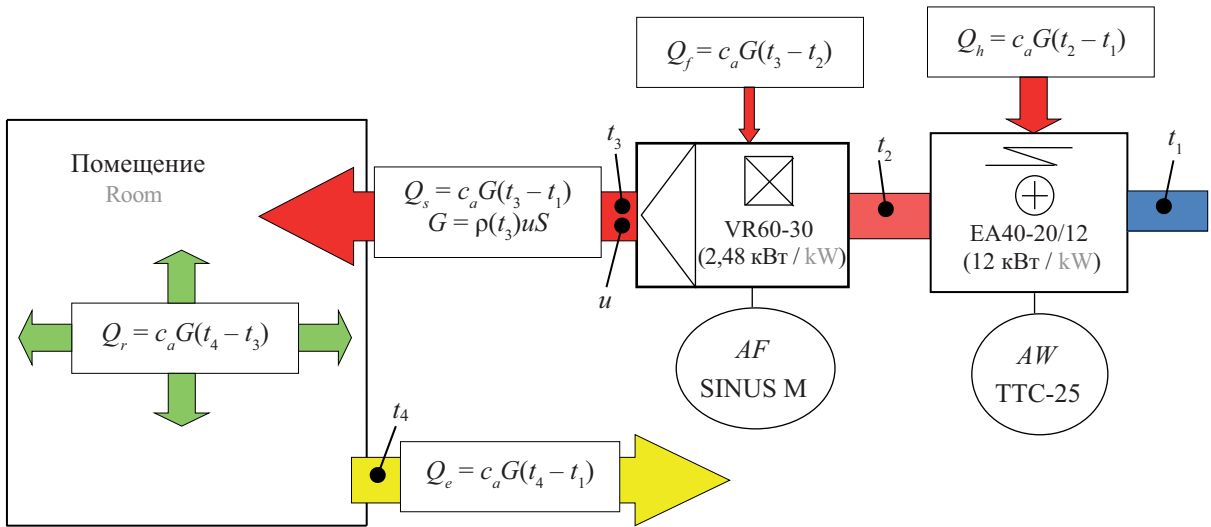
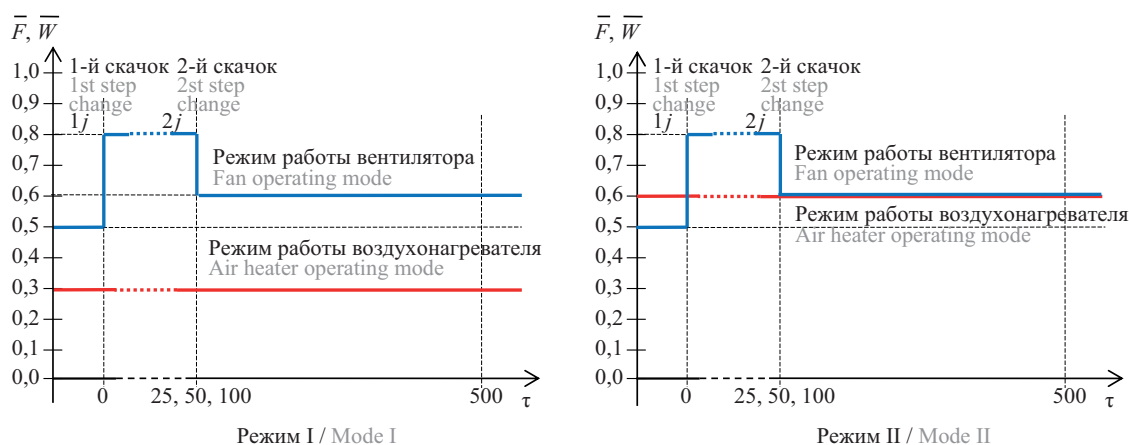


Рис. 1. Принципиальная схема информационно-измерительной системы со схемой движения потоков теплоты:  $Q$  — теплота, Дж;  $c_a$  — теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);  $G$  — массовый расход воздуха, кг/с;  $t$  — температура, °C;  $u$  — скорость воздуха, м/с;  $S$  — площадь сечения воздуховода, м²;  $\rho$  — плотность воздуха, кг/м³

Fig. 1. Schematic diagram of a research facility, information and measuring system with a diagram of the movement of heat flows:  $Q$  — heat, J;  $c_a$  — heat capacity of air, J/(kg·K);  $G$  — mass air flow rate, kg/s;  $t$  — temperature, °C;  $u$  — air velocity, m/s;  $S$  — duct cross-sectional area, m²;  $\rho$  — air density, kg/m³



**Рис. 2.** Режимы работы воздухонагревателя: I режим  $\bar{W} = 0,3$ ; II режим  $\bar{W} = 0,6$  (красный); вентилятора (синий)  
**Fig. 2.** Operating modes air heater: I mode  $\bar{W} = 0.3$ ; II mode  $\bar{W} = 0.6$  (red); fan (blue)

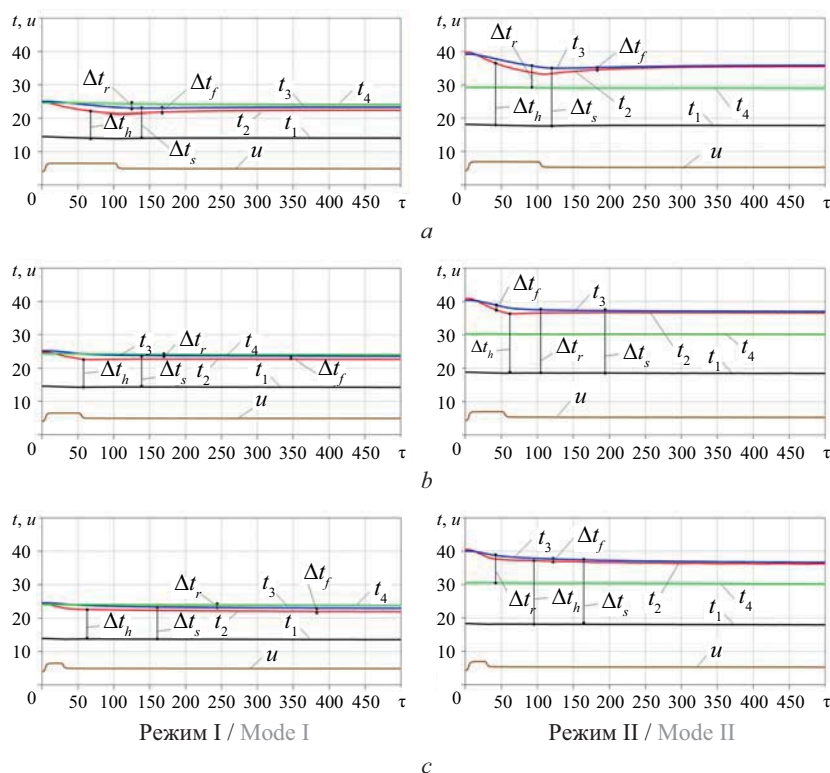
## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Рассмотрим сначала процессы изменения скорости воздуха  $u$  и температур  $t_1, t_2, t_3, t_4$ , заметим, что температура наружного воздуха  $t_1$  в течение времени конкретного единичного эксперимента оставалась практически постоянной. Динамика этих параметров показана на рис. 3.

По завершении переходного процесса после двух последовательных скачков  $\bar{F} = +0,3$  и  $-0,2$  с результирующим увеличением производительности

вентилятора на  $\bar{F} = +0,1$  температура  $t_4$  снижается. Перед первым скачком для II режима она ниже  $t_3$  и выше нее для I режима, что определяется тепловым балансом помещения. Условиям проведения экспериментов второму режиму соответствовала более высокая температура наружного воздуха при большей теплопроизводительности воздухонагревателя, чем для первого режима, что привело к более высоким значениям температур  $t_2$  и  $t_3$ , чем  $t_4$ .

Рост частоты вращения рабочего колеса вентилятора происходит в течение 3 с после первого



**Рис. 3.** Переходные процессы изменения температуры и скорости воздуха: *a* — интервал 100 с; *b* — интервал 50 с; *c* — интервал 25 с

**Fig. 3.** Transient processes of air temperature and velocity changes: *a* — interval 100 s; *b* — interval 50 s; *c* — interval 25 s

скачка, а изменения скорости воздуха *и* наблюдаются только спустя 5–6 с. Продолжительность разгона потока воздуха составляет ≈7–8 с. Следовательно, увеличение скорости *и* потока по отношению к увеличению частоты вращения рабочего колеса является инерционным процессом и зависит, на взгляд автора, в основном от аэродинамической характеристики сопротивления вентиляционной сети *k*, и чем она выше, тем продолжительнее будет отставание изменения скорости потока от изменения частоты вращения рабочего колеса нагнетателя. То есть при разгоне сопротивление вентиляционной сети будет возрастать, что будет замедлять рост скорости потока. При замедлении в течение ≈11–12 с наблюдается обратный процесс — поток воздуха будет снижать свою скорость *и* медленнее, чем при разгоне за счет замедляющегося по инерции ротора электродвигателя с рабочим колесом, причем аэродинамическое сопротивление сети снижается, что также способствует замедлению снижения скорости потока *и*.

В табл. 1 приведены усредненные значения изменения скорости потока воздуха *и* для обоих режимов работы воздухонагревателя при разгоне и замедлении.

Из табл. 1 видно, что замедление скорости потока *и* происходит более чем в два раза медленнее, чем при его разгоне. Этот факт можно также наблюдать и на рис. 3, кривая замедления *и* более пологая, чем разгона. Потери давления  $\Delta P$ , Па, и аэродинамическая характеристика сопротивления *k*, Па·10<sup>4</sup>/(м<sup>3</sup>/ч)<sup>2</sup>, сети в установившемся режиме сведены в табл. 2.

Непостоянство аэродинамической характеристики сопротивления сети, а именно ее уменьшение с увеличением производительности вентилятора для обоих режимов работы воздухонагревателя, указывает

на то, что в системе имеется элемент, не подчиняющийся квадратичной зависимости потерь давления от расхода. Этот элемент — карманный фильтр, режим течения через который не является развитым турбулентным, а скорее переходным или даже ламинарным. Следовательно, для фильтра потери давления не будут определяться квадратичной зависимостью, а зависимостью вида  $\Delta P = kL^n$  с показателем степени *n* в диапазоне от 1 до 2. Поэтому при увеличении производительности вентилятора аэродинамическая характеристика сопротивления *k* уменьшается, так как фильтр дает меньший прирост потерь давления, чем вся остальная сеть.

С увеличением скорости потока *и* после первого скачка при постоянном режиме работы воздухонагревателя температура *t*<sub>2</sub> снижается и соответственно уменьшается  $\Delta t_h = t_2 - t_1$ , причем уменьшение *t*<sub>2</sub> непропорционально увеличению *и*, а происходит с замедлением. Замедление скорости снижения *t*<sub>2</sub> служит следствием увеличения теплосъема с теплообменной поверхности воздухонагревателя при постоянном электропотреблении воздухонагревателя. После второго скачка изменения производительности вентилятора скорость потока *и* снижается, соответственно увеличивается  $\Delta t_h$  при снижении теплосъема, что замедляет теперь скорость роста *t*<sub>2</sub>. Скорость и продолжительность переходного процесса уменьшения или увеличения температуры *t*<sub>2</sub> зависят как от интенсивности теплосъема, так и от теплоинерционных свойств тепловыделяющих элементов. По завершении переходного процесса после каждого одиночного скачка производительности вентилятора соотношение тепловыделений от воздухонагревателя до и после скачка остается практически неизменным

Табл. 1. Усредненные значения изменения скорости потока воздуха, (м/с)/с

Table 1. The average values of the change in the air flow velocity, (m/s)/s

| Интервал, с<br>Interval, s | Режим I / Mode I       |                            | Режим II / Mode II     |                            |
|----------------------------|------------------------|----------------------------|------------------------|----------------------------|
|                            | Разгон<br>Acceleration | Замедление<br>Deceleration | Разгон<br>Acceleration | Замедление<br>Deceleration |
| 100                        | 0,29                   | –0,13                      | 0,31                   | –0,11                      |
| 50                         | 0,33                   | –0,14                      | 0,36                   | –0,14                      |
| 25                         | 0,33                   | –0,14                      | 0,35                   | –0,14                      |

Табл. 2. Потери давления сети  $\Delta P$ , Па, и аэродинамическая характеристика сопротивления сети *k*, Па·10<sup>4</sup>/(м<sup>3</sup>/ч)<sup>2</sup>, в установившемся режиме при различных производительностях вентилятора

Table 2. Network pressure losses  $\Delta P$ , Pa, and aerodynamic characteristics of network resistance *k*, Pa·10<sup>4</sup>/(m<sup>3</sup>/h)<sup>2</sup>, in steady state at different fan capacities

| Интервал, с<br>Interval, s | Режим I / Mode I |          |                 |          |                 |          | Режим II / Mode II |          |                 |          |                 |          |
|----------------------------|------------------|----------|-----------------|----------|-----------------|----------|--------------------|----------|-----------------|----------|-----------------|----------|
|                            | $\bar{F} = 0,5$  |          | $\bar{F} = 0,6$ |          | $\bar{F} = 0,8$ |          | $\bar{F} = 0,5$    |          | $\bar{F} = 0,6$ |          | $\bar{F} = 0,8$ |          |
|                            | $\Delta P$       | <i>k</i> | $\Delta P$      | <i>k</i> | $\Delta P$      | <i>k</i> | $\Delta P$         | <i>k</i> | $\Delta P$      | <i>k</i> | $\Delta P$      | <i>k</i> |
| 100                        | 290              | 2,13     | 408             | 2,07     | 690             | 1,98     | 281                | 1,82     | 395             | 1,73     | 664             | 1,67     |
| 50                         | 289              | 2,11     | 407             | 2,05     | 689             | 1,97     | 282                | 1,81     | 395             | 1,70     | 662             | 1,65     |
| 25                         | 290              | 2,13     | 407             | 2,05     | 688             | 1,98     | 283                | 1,82     | 396             | 1,70     | 662             | 1,66     |

(только для I режима (см. табл. 4), будет подробно описано далее).

На изменение температуры  $t_3$  влияют несколько взаимозависимых изменяющихся параметров:  $t_2$  после воздушонагревателя; температурный напор между воздушным потоком и электродвигателем канального вентилятора; тепловыделения вентилятора; тепловая инерция электродвигателя и рабочего колеса вентилятора. Следовательно, при увеличении производительности вентилятора температура  $t_3$  на всем протяжении переходного процесса разгона всегда выше  $t_2$ , так как  $t_2$  уменьшается, а снижение  $t_3$  замедляется. Замедление  $t_3$  происходит из-за: увеличения тепловыделений вентилятора на повышение частоты вращения; роста теплосъема между электродвигателем и снижающейся температурой  $t_2$ ; теплоинерционных свойств конструктивных элементов электродвигателя вентилятора, замедляющих скорость роста теплоотдачи в поток, увеличивая тем самым продолжительность переходного процесса разгона. Таким образом, снижение температуры  $t_3$  определяется теплообменным процессом охлаждения конструктивных элементов электродвигателя вентилятора воздушным потоком при снижающейся температуре  $t_2$  и замедляется процессами, стремящимися увеличить разность температур  $\Delta t_f$ : отдачи части ранее аккумулированной теплоты в поток конструктивными элементами электродвигателя и увеличением тепловыделений от электродвигателя за счет повышения частоты вращения. Эффект от влияния всех перечисленных факторов на  $t_3$  можно наблюдать на рис. 4 от момента первого скачка при  $\tau = 0$  до момента второго скачка с различными интервалами между ними. При снижении производительности вентилятора отмечается обратный эффект,  $t_2$  увеличивается, а рост  $t_3$

существенно замедляется из-за следующих причин: при снижении частоты вращения уменьшаются тепловыделения электродвигателя вентилятора в поток перемещаемого воздуха; от повышения температуры  $t_2$  уменьшается температурный напор между потоком и конструктивными элементами электродвигателя вентилятора, что снижает теплосъем с их поверхности; из-за аккумулирования части теплоты из потока конструктивными элементами в результате возрастает продолжительность переходного процесса замедления. Таким образом, процесс повышения  $t_3$  определяется процессом нагрева конструктивных элементов электродвигателя вентилятора потоком с растущей температурой  $t_2$  и замедляется процессами, стремящимися уменьшить разность температур  $\Delta t_f$ : процессом уменьшения тепловыделений из-за снижения частоты вращения и процессом поглощения части теплоты из потока конструктивными элементами электродвигателя. Однако незначительное снижение производительности вентилятора имеет нюансы. Суть их заключается в следующем: при небольшом снижении производительности вентилятора  $\bar{F} = 0,6 \rightarrow 0,5$  (после третьего скачка) и при малой теплопроизводительности воздушонагревателя  $\bar{W} = 0,3$  (I режим) температура  $t_2$  в течение всего переходного процесса от  $\tau = 550$  до  $\tau = 1050$  с не превышает температуру  $t_3$  (рис. 4). А при  $\bar{W} = 0,6$  (II режим) температура  $t_3$  в течение последних 500 с из 1050 так и не превысила температуру  $t_2$ , что свидетельствует о недостаточности времени на завершение переходного процесса замедления для данного режима работы воздушонагревателя.

Разность температур  $\Delta t_f = t_3 - t_2$  на этом временном отрезке отрицательна и достигает своего максимума, равного  $-0,73$  °C на  $\approx 750$  с, а к концу проведе-

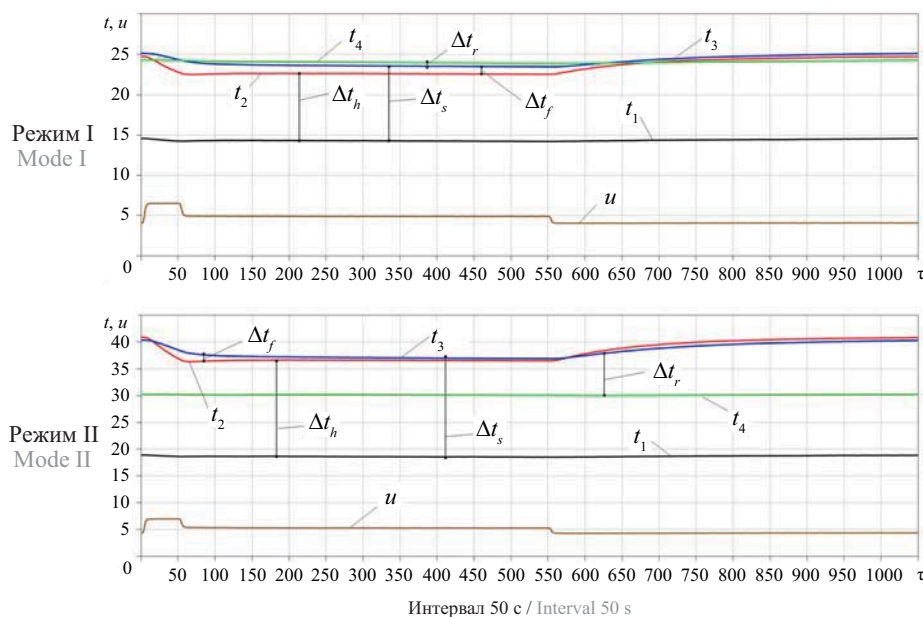


Рис. 4. Изменения температур  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$ ,  $t_4$  и скорости воздуха  $u$  для интервала между скачками продолжительностью 50 с  
Fig. 4. Transients of temperature changes  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$ ,  $t_4$  and flow velocity  $u$  for the interval between step changes of 50 s

Введем параметр  $\Delta Q_f / \Delta Q_h$ , физический смысл которого заключается в динамике изменения отношения разности тепловыделений от вентилятора к разности тепловыделений от воздухонагревателя в зависимости от временного интервала между скачками производительности вентилятора. Разность определена между тепловыделениями элемента после скачка и перед скачком. Продолжительность переходных процессов при скачке  $0,5 \rightarrow 0,8$  составляет 25, 50 и 100 с, для скачков  $0,8 \rightarrow 0,6$  и  $0,6 \rightarrow 0,5$  по 500 с. Данные о динамике приведены в табл. 3, там же для сравнения приведены значения  $\Delta Q / \Delta Q_h$  от оди-

При замедлении потока ( $0,8 \rightarrow 0,6$ ) приращения тепловыделений  $\Delta Q_f$  уменьшаются, а приращения  $\Delta Q_h$  растут с увеличением времени между скачками.

**Table 3.** Time variation in the ratio of the difference between heat outputs after and before the fan step change to the difference in heat output from the air heater

| Интервал, с / Interval, s | Режим I / Mode I                                     |      |       |                                                      |      |      | Режим II / Mode II                                   |      |      |                                                      |      |       |                                                      |       |      |                                                      |      |      |      |      |      |      |     |     |      |      |      |      |      |       |       |       |      |      |      |      |      |      |       |       |       |       |      |      |      |     |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------------------|------------------------------------------------------|------|-------|------------------------------------------------------|------|------|------------------------------------------------------|------|------|------------------------------------------------------|------|-------|------------------------------------------------------|-------|------|------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                           | $\bar{F}$                                            |      |       |                                                      |      |      |                                                      |      |      |                                                      |      |       |                                                      |       |      |                                                      |      |      |      |      |      |      |     |     |      |      |      |      |      |       |       |       |      |      |      |      |      |      |       |       |       |       |      |      |      |     |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|                           | 0,5 → 0,8                                            |      |       | 0,8 → 0,6                                            |      |      | 0,6 → 0,5                                            |      |      | 0,5 → 0,8                                            |      |       | 0,8 → 0,6                                            |       |      | 0,6 → 0,5                                            |      |      |      |      |      |      |     |     |      |      |      |      |      |       |       |       |      |      |      |      |      |      |       |       |       |       |      |      |      |     |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|                           | От одиночных скачков<br>From individual step changes |      |       | От одиночных скачков<br>From individual step changes |      |      | От одиночных скачков<br>From individual step changes |      |      | От одиночных скачков<br>From individual step changes |      |       | От одиночных скачков<br>From individual step changes |       |      | От одиночных скачков<br>From individual step changes |      |      |      |      |      |      |     |     |      |      |      |      |      |       |       |       |      |      |      |      |      |      |       |       |       |       |      |      |      |     |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 25                        | +504                                                 | +760 | +1876 | +1190                                                | 0,23 | 0,41 | 0,81                                                 | 0,43 | –188 | –451                                                 | –671 | –2110 | –1852                                                | –1132 | 0,09 | 0,24                                                 | 0,59 | 0,33 | –316 | –309 | –289 | –116 | –94 | –58 | 2,73 | 3,27 | 4,96 | 3,31 | +751 | +1201 | +4198 | +2847 | 0,15 | 0,29 | 0,52 | 0,21 | –280 | –766 | –1044 | –4520 | –3956 | –2794 | 0,06 | 0,19 | 0,37 | 0,2 | –470 | –435 | –432 | –452 | –242 | –237 | 1,04 | 1,80 | 1,82 | 0,31 |

Исходя из этого, сокращение временного интервала (менее времени стабилизации переходного процесса от одиночного скачка) между двумя любыми скачками, в нашем случае это  $0,5 \rightarrow 0,8$  и  $0,8 \rightarrow 0,6$ , снижает влияние переходного процесса от первого скачка на переходные процессы, инициированные последующими скачками. Следовательно, изменения тепловыделений  $\Delta Q_f$  и  $\Delta Q_h$  при замедлении ( $0,8 \rightarrow 0,6$  и  $0,6 \rightarrow 0,5$ ) после незавершенного переходного процесса разгона ( $0,5 \rightarrow 0,8$ ) стабилизируются быстрее из-за недостаточности времени для прогрессирующего развития переходного процесса после первого скачка, приближаясь к установившемуся состоянию при минимальных временных интервалах следующими друг за другом скачками. Сравнение соотношений  $\Delta Q_f / \Delta Q_h$  с соотношением от одиночных скачков указывает на то, что сокращение времени между скачками приводит к скорейшей стабилизации переходных процессов  $0,8 \rightarrow 0,6$  и  $0,6 \rightarrow 0,5$  (только для I режима) даже в сравнении с одиночными скачками. Соотношение  $\Delta Q_f / \Delta Q_h$  для переходного процесса  $0,6 \rightarrow 0,5$  (II режим), что после одиночного скачка, что после предшествующих скачков  $0,5 \rightarrow 0,8$  и  $0,8 \rightarrow 0,6$ , находится на прогрессирующей стадии, т.е. переходный процесс  $0,6 \rightarrow 0,5$  незавершен. Исходя из этого, необходимо избегать малых изменений производительности вентилятора при относительно значительной теплопроизводительности воздухонагревателя, т.е. придерживаться в таких случаях максимального соотношения  $\Delta Q_f / \Delta Q_h$ , добиваясь тем самым минимальной продолжительности переходного процесса.

Таким образом, по окончании переходного процесса изменения производительности канального вентилятора приводят к изменению его тепловыделений  $\Delta Q_f$  в поток воздуха, т.е. к увеличению при повышении частоты вращения рабочего колеса или к уменьшению — при снижении частоты вращения. Изменение тепловыделений от воздухонагревателя  $\Delta Q_n$ , в нашем случае воздухонагревателя, происходит только во время переходного процесса, а по окончании его возвращается к прежнему уровню тепловыделений, что вполне очевидно при его неизменном режиме электропотребления. Для жидкостных воздухонагревателей при изменении производительности вентилятора при постоянной температуре входящего теплоносителя и его расходе количество теплоты, выделяемой в поток или поглощаемой из потока, не останется постоянным из-за изменения интенсивности теплоотдачи с поверхности теплообменника, влияющей на изменение температуры теплоносителя на выходе из воздухонагревателя.

Рассмотрим изменения соотношений абсолютных тепловыделений от воздухонагревателя и вентилятора после скачка к тепловыделениям перед скачком (табл. 4).

При разгоне ( $0,5 \rightarrow 0,8$ ) процесс изменения температуры  $t_2$ , как было ранее отмечено, незавершен и тепловыделения от воздухонагревателя для I и II режимов работы за счет увеличения скорости потока увеличиваются. При этом они снижаются с увеличением времени между скачками из-за уменьшения отношения разностей температур  $\Delta t_h^{0,8}/\Delta t_h^{0,5}$ . При сравнении соотношения  $\Delta t_h^{0,8}/\Delta t_h^{0,5}$  от двух последовательных

**Табл. 4.** Изменения соотношений абсолютных тепловыделений от воздушнонагревателя и вентилятора после скачка к тепловыделениям перед скачком

**Table 4.** Changes in the ratios of the absolute heat outputs of the air heater and fan after the step change to their respective heat outputs before the step change

| Режим I / Mode I          |      |      |                                                      |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
|---------------------------|------|------|------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|--|------------------------------------------------------|--|--|--|--|--|--|--|------------------------------------------------------|--|--|--|--|--|--|--|
| Интервал, с / Interval, s |      |      |                                                      | $\bar{F}$                                            |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
|                           |      |      |                                                      | 0,5 → 0,8                                            |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  | 0,8 → 0,6                                            |  |  |  |  |  |  |  | 0,6 → 0,5                                            |  |  |  |  |  |  |  |
|                           |      |      |                                                      | От одиночных скачков<br>From individual step changes |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  | От одиночных скачков<br>From individual step changes |  |  |  |  |  |  |  | От одиночных скачков<br>From individual step changes |  |  |  |  |  |  |  |
| 25                        | 50   | 100  |                                                      |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 1,59                      | 1,49 | 1,32 | $Q_h^{0,8}/Q_h^{0,5}$                                |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 4,40                      | 6,64 | 7,42 | $Q_f^{0,8}/Q_f^{0,5}$                                |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 1,59                      | 1,6  | 1,6  | $u^{0,8}/u^{0,5}$                                    |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,88                      | 0,81 | 0,74 | $\Delta t_h^{0,8}/\Delta t_h^{0,5}$                  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 3,32                      | 4,49 | 4,65 | $\Delta t_f^{0,8}/\Delta t_f^{0,5}$                  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,63                      |      |      | 3,34                                                 |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,65                      | 0,68 | 0,77 | $Q_h^{0,6}/Q_h^{0,8}$                                |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,71                      | 0,50 | 0,40 | $Q_f^{0,6}/Q_f^{0,8}$                                |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,76                      | 0,75 | 0,75 | $u^{0,6}/u^{0,8}$                                    |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,94                      | 1,01 | 1,1  | $\Delta t_h^{0,6}/\Delta t_h^{0,8}$                  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 1,3                       |      |      | От одиночных скачков<br>From individual step changes |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,77                      | 0,62 | 0,53 | $\Delta t_f^{0,6}/\Delta t_f^{0,8}$                  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,48                      |      |      | От одиночных скачков<br>From individual step changes |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,97                      | 0,98 | 0,99 | $Q_h^{0,5}/Q_h^{0,6}$                                |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,32                      | 0,30 | 0,34 | $Q_f^{0,5}/Q_f^{0,6}$                                |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,83                      | 0,83 | 0,83 | $u^{0,5}/u^{0,6}$                                    |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 1,17                      | 1,21 | 1,21 | $\Delta t_h^{0,5}/\Delta t_h^{0,6}$                  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 1,22                      |      |      | От одиночных скачков<br>From individual step changes |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,39                      | 0,36 | 0,41 | $\Delta t_f^{0,5}/\Delta t_f^{0,6}$                  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |
| 0,63                      |      |      | От одиночных скачков<br>From individual step changes |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |                                                      |  |  |  |  |  |  |  |

| Режим II / Mode II        |                       |                       |                   |                                     |                                                      |                                     |                       |                       |                   |
|---------------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------|-------------------------------------|------------------------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------|
| Интервал, с / Interval, s | $\bar{F}$             |                       |                   |                                     |                                                      |                                     |                       |                       |                   |
|                           | 0,5 → 0,8             |                       |                   | 0,8 → 0,6                           |                                                      |                                     | 0,6 → 0,5             |                       |                   |
|                           | $Q_h^{0,8}/Q_h^{0,5}$ | $Q_f^{0,8}/Q_f^{0,5}$ | $u^{0,8}/u^{0,5}$ | $\Delta t_h^{0,8}/\Delta t_h^{0,5}$ | От одиночных скачков<br>From individual step changes | $\Delta t_f^{0,8}/\Delta t_f^{0,5}$ | $Q_h^{0,6}/Q_h^{0,8}$ | $Q_f^{0,6}/Q_f^{0,8}$ | $u^{0,6}/u^{0,8}$ |
| 25                        | 1,59                  | -2,25                 | 1,60              | 0,88                                | 0,71                                                 | -1,73                               | 0,66                  | 0,46                  | 0,76              |
| 50                        | 1,49                  | -4,25                 | 1,61              | 0,81                                | 0,71                                                 | -2,49                               | 0,69                  | 0,21                  | 0,76              |
| 100                       | 1,34                  | -4,62                 | 1,61              | 0,73                                | 0,71                                                 | -2,82                               | 0,75                  | 0,14                  | 0,76              |
|                           |                       |                       |                   |                                     |                                                      |                                     | 1,11                  | 1,02                  | 0,95              |
|                           |                       |                       |                   |                                     |                                                      |                                     | 1,28                  | 0,3                   | 0,2               |
|                           |                       |                       |                   |                                     |                                                      |                                     | 0,2                   | 0,97                  | 0,99              |
|                           |                       |                       |                   |                                     |                                                      |                                     |                       | -1,11                 | -1,55             |
|                           |                       |                       |                   |                                     |                                                      |                                     |                       | 0,82                  | 0,82              |
|                           |                       |                       |                   |                                     |                                                      |                                     |                       | 1,21                  | 1,21              |
|                           |                       |                       |                   |                                     |                                                      |                                     |                       | 1,11                  | 1,11              |
|                           |                       |                       |                   |                                     |                                                      |                                     |                       | -1,32                 | -1,74             |
|                           |                       |                       |                   |                                     |                                                      |                                     |                       | -1,22                 | -1,08             |

скачков для I и II режимов приближаются к соотношению от одиночных скачков. Однако для вентилятора из-за изменения скорости потока имеются особенности в развитии процесса изменения  $t_3$ . Тепловыделения от вентилятора при разгоне 0,5 → 0,8 (только для I режима работы воздухонагревателя) с увеличением скорости потока увеличиваются значительно, возрастая с увеличением временного интервала между скачками за счет увеличения соотношения разностей температур  $\Delta t_f^{0,8}/\Delta t_f^{0,5}$ . Анализируя рост  $\Delta t_f^{0,8}/\Delta t_f^{0,5}$  в сравнении с соотношением  $\Delta t_f^{0,8}/\Delta t_f^{0,5}$  от одиночных скачков, возможно предположить, что имеется экстремум на больших временных интервалах между скачками, после которого  $\Delta t_f^{0,8}/\Delta t_f^{0,5}$  снижается и в дальнейшем будет стремиться к соотношению  $\Delta t_f^{0,8}/\Delta t_f^{0,5}$  от одиночных скачков. Для II режима соотношение  $\Delta t_f^{0,8}/\Delta t_f^{0,5}$  и соответствующее ему  $Q_f^{0,8}/Q_f^{0,5}$  имеют отрицательные значения как от одиночных скачков, так и от двух последовательных с разным временным интервалом между ними, обусловленные незавершенностью переходного процесса после скачка 0,6 → 0,5.

При замедлении потока (0,6 → 0,5) для I режима тепловыделения от воздухонагревателя уменьшаются столь незначительно, что соотношение  $Q_h^{0,5}/Q_h^{0,6} \approx 1$ , так как снижение соотношения скоростей потока  $u^{0,5}/u^{0,6}$  полностью компенсируется увеличением соотношения  $\Delta t_h^{0,5}/\Delta t_h^{0,6}$  (табл. 4, рис. 5). Соотношение тепловыделений от вентилятора  $Q_f^{0,5}/Q_f^{0,6}$  существенно уменьшается из-за снижения  $u^{0,5}/u^{0,6}$  и снижения соотношения  $\Delta t_f^{0,5}/\Delta t_f^{0,6}$  и не зависит от времени между скачками. Следовательно, для I режима после третьего скачка производительности (0,6 → 0,5) постоянство соотношений  $Q_h^{0,5}/Q_h^{0,6}$  и  $Q_f^{0,5}/Q_f^{0,6}$  указывает на то, что предшествующий переходный процесс (после скачка 0,8 → 0,6) практически завершен.

Перейдем к анализу изменения разностей температур воздуха  $\Delta t_h$ ,  $\Delta t_f$ ,  $\Delta t_s$ ,  $\Delta t_r$  и  $\Delta t_e$ . На рис. 5 видно, что  $\Delta t_h$  всегда положительна, так как режим работы электрического воздухонагревателя не меняется во время переходного процесса, т.е. его энергопотребление не равно нулю и постоянно. Ее изменения в период переходного процесса объясняются интенсивностью теплообмена между потоком и теплообменником воздухонагревателя при увеличении или уменьшении скорости  $u$  и теплоинерционными свойствами материалов теплообменника воздухонагревателя.

По окончании переходного процесса с двумя последовательными скачками производительности вентилятора (0,5 → 0,8 и 0,8 → 0,6) скорость потока увеличивается, т.е.  $u(\tau^*) > u(0)$ , тепловыделения воздухонагревателя остаются практически теми же, что и в начале (по экспериментальным данным отклонения составляют менее 1 %), а  $\Delta t_h(\tau^*) < \Delta t_h(0)$ . При изменении скорости  $u$  потока при двух последовательных скачках производительности вентилятора (0,5 → 0,8 и 0,8 → 0,6) разность  $\Delta t_f$  в начале переходного процесса положительна для I режима работы воздухонагревателя и к концу увеличивается, т.е.  $\Delta t_f(\tau^*) > \Delta t_f(0)$ .

Для II режима незавершенность переходного процесса после третьего скачка (0,6 → 0,5) обуславливает отрицательную разность  $\Delta t_f$  перед скачком 0,5 → 0,8, т.е.  $t_3 < t_2$ .

Рассмотрим детальнее изменение  $\Delta t_h$  и  $\Delta t_f$ . После первого скачка изменения производительности вентилятора (0,5 → 0,8)  $\Delta t_h$  на некотором коротком временном интервале не изменяются (буквально несколько секунд) из-за инерционности процесса разгона частоты вращения рабочего колеса и свя-

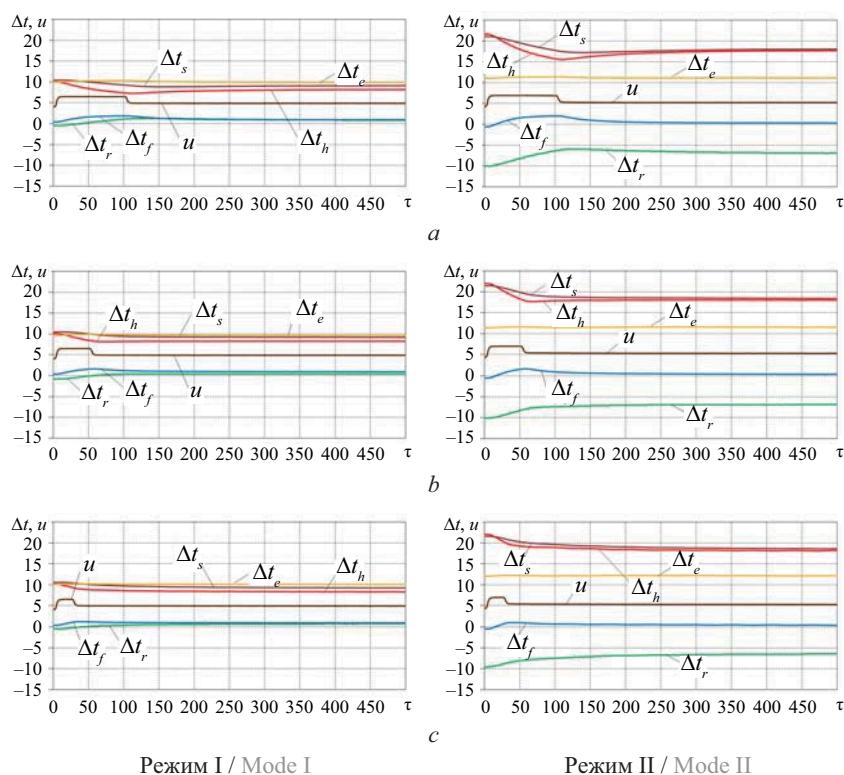


Рис. 5. Переходные процессы изменения разностей температур  $\Delta t_h$ ,  $\Delta t_f$ ,  $\Delta t_s$  и  $\Delta t_e$ : а — интервал 100 с; б — интервал 50 с; в — интервал 25 с

Fig. 5. Transients of temperature differences  $\Delta t_h$ ,  $\Delta t_f$ ,  $\Delta t_s$  and  $\Delta t_e$ : а — interval 100 s; б — interval 50 s; в — interval 25 s

занного с ним процесса, также инерционного, увеличения скорости потока  $u$ . Далее  $\Delta t_h$  снижается вплоть до второго скачка, причем скорость снижения зависит как от режима работы воздухонагревателя, так и от временного интервала между скачками (табл. 5). Сначала скорость снижения  $\Delta t_h$  увеличивается, потом уменьшается, что связано с теплоинерционностью тепловыделяющих элементов воздухонагревателя и быстрым изменением скорости потока  $u$  (табл. 1), на порядок превышающим скорость изменения разности температур (табл. 5).

При большей теплопроизводительности воздухонагревателя (II режим) скорость снижения  $\Delta t_h$  выше, чем при меньшей (I режим) из-за большего температурного напора между его теплообменной поверхностью и потоком. После второго скачка ( $0,8 \rightarrow 0,6$ ), уменьшающего производительность вентилятора, скорость потока  $u$  снижается, а  $\Delta t_h$  увеличивается. Увеличение  $\Delta t_h$  происходит с замедлением из-за теплоинерционных свойств тепловыделяющих элементов

воздухонагревателя, влияющих на скорость теплоотдачи от теплообменной поверхности в поток. Поэтому при постоянном энергопотреблении воздухонагревателя теплоотдача во время переходного процесса меняется (о чем свидетельствует изменение  $\Delta t_h$ ), так при увеличении производительности ( $0,5 \rightarrow 0,8$ ) она растет, при уменьшении ( $0,8 \rightarrow 0,6$ ) — снижается.

Изменение  $\Delta t_f$  имеет более сложный характер, так как при скачке производительности вентилятора меняется выделяемая им теплота в поток, а с изменением скорости потока  $u$  меняются тепловыделения от воздухонагревателя  $Q_h$ , определяющие температуру  $t_2$  на входе в вентилятор. Отсюда следует, что изменение теплоотдачи во время переходного процесса между потоком и конструктивом вентилятора  $Q_f$  зависит от температуры на входе в него  $t_2$ , от собственных тепловыделений, зависящих также и от скорости потока  $u$ . Все эти факторы с учетом теплоинерционности конструктива вентилятора, находящегося в потоке, влияют на продолжительность переходного

Табл. 5. Усредненные значения скорости изменения разностей температур, °C/с

Table 5. Average values of the rate of change of the temperature difference, °C/s

| Интервал, с<br>Interval, s | Режим I / Mode I           |                            |                            |                            | Режим II / Mode II         |                            |                            |                            |
|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
|                            | $\Delta t_h / \Delta \tau$ | $\Delta t_f / \Delta \tau$ | $\Delta t_s / \Delta \tau$ | $\Delta t_e / \Delta \tau$ | $\Delta t_h / \Delta \tau$ | $\Delta t_f / \Delta \tau$ | $\Delta t_s / \Delta \tau$ | $\Delta t_e / \Delta \tau$ |
| 100                        | -0,027                     | 0,015                      | -0,012                     | 0,017                      | -0,062                     | 0,027                      | -0,035                     | 0,039                      |
| 50                         | -0,037                     | 0,027                      | -0,010                     | 0,017                      | -0,084                     | 0,048                      | -0,036                     | 0,042                      |
| 25                         | -0,035                     | 0,032                      | -0,004                     | 0,013                      | -0,081                     | 0,058                      | -0,024                     | 0,032                      |

процесса. Перед первым скачком увеличения производительности вентилятора (0,5 → 0,8)  $\Delta t_f$  имеет для I режима положительное значение, для II отрицательное из-за незавершенности переходного процесса после скачка 0,6 → 0,5, что было описано ранее.

Для I режима после первого (0,5 → 0,8), второго (0,8 → 0,6) и особенно третьего (0,6 → 0,5) скачков, возвращающего установку к начальной производительности,  $\Delta t_f$  имеет всегда положительное значение, т.е.  $\Delta t_f(\tau) > \Delta t_f(0) > 0$ . Следовательно, за время наблюдений изменяющихся тепловыделений от вентилятора хватает, для того чтобы  $t_3 > t_2$ , т.е. скорости изменения температуры  $t_3$  после вентилятора вполне достаточно для того, чтобы скорость изменения температуры  $t_2$  не повлияла на появление отрицательных значений  $\Delta t_f(\tau)$ .

Для II режима в начале первого (0,5 → 0,8) скачка отмечается  $\Delta t_f(0) < 0$  из-за незавершенности переходного процесса после третьего (0,6 → 0,5) скачка. Вероятность появления отрицательных значений  $\Delta t_f(\tau)$  во II режиме в отличие от I ( $t_3 < t_2$ ) объясняется, на взгляд автора, малыми значениями соотношения  $\Delta Q_f/Q_h$ .

Объяснить это явление можно следующим образом: теплопроизводительность воздушонагревателя  $Q_h$  в установившемся процессе для II режима в 2,2 раза больше, чем для I и практически постоянна, а изменения тепловыделений от вентилятора  $\Delta Q_f$  зависят от величины скачка его производительности и режима работы воздушонагревателя. Так, при скачках 0,5 → 0,8, 0,8 → 0,6 и 0,6 → 0,5 (I режим), если брать изменение тепловыделений при скачке 0,6 → 0,5 за единицу, то соотношение тепловыделений  $\Delta Q_f$  будут соответствовать 5,33:1,98:1,0. Для одного и того же скачка производительности вентилятора, например для 0,8 → 0,6, но для разных режимов работы воздушонагревателя, если брать изменение тепловыделений при I режиме за единицу, соотношение тепловыделений  $\Delta Q_f$  будут соответствовать отношению 0,47:1,0. Следовательно, с увеличением теплопроизводительности воздушонагревателя из-за роста температуры  $t_2$  на входе в вентилятор  $\Delta Q_f$  снижаются и увеличиваются с увеличением скачка производительности вентилятора.

Существенное увеличение продолжительности переходного процесса для II режима связано с появлением отрицательных значений  $\Delta t_f$  после скачка

0,6 → 0,5. В табл. 6 приведены данные по соотношениям  $\Delta Q_f/Q_h$  для одиночных скачков, соответствующих режимам работы воздушонагревателя. Как видно из табл. 6, наличие отрицательных значений  $\Delta t_f$  обусловлено соотношением  $\Delta Q_f/Q_h$ . Следовательно, сочетание более высокой теплопроизводительности воздушонагревателя и меньшей величины скачка расхода воздуха увеличивает вероятность появления отрицательных значений  $\Delta t_f$  в период переходного процесса, что в результате увеличивает его продолжительность. Отсюда следует, что при небольших изменениях производительности вентилятора и значительных тепловыделениях воздушонагревателя величины первого и второго скачков должны быть больше, сумма которых определяет результирующую величину скачка. Поэтому рекомендуется для систем с переменным расходом воздуха предусматривать возможность увеличения производительности вентилятора на 15–20 % относительно расчетной за счет, например, использования частотного регулирования.

При разгоне потока в течение переходного процесса разница  $\Delta t_s$  положительна и к концу уменьшается, т.е.  $\Delta t_s(\tau^*) < \Delta t_s(0)$  и  $\Delta t_s$  располагается над  $\Delta t_h$ , так как к  $Q_h$  добавляются  $Q_f$ . Из рис. 6 видно, что вид кривых  $\Delta t_h$  и  $\Delta t_s$  между скачками отличается вогнутостью: менее вогнутый для I режима, чем для II. Скорости изменения температур  $t_2$  и  $t_3$  определяют глубину вогнутости кривых, зависящие, в свою очередь, от скачка производительности вентилятора и от теплопроизводительности воздушонагревателя.

При скачке 0,5 → 0,8 рост  $u$  уменьшает  $\Delta t_h$  и  $\Delta t_s$ , и чем выше при этом теплопроизводительность воздушонагревателя, тем интенсивнее теплосъем с его теплообменных поверхностей, и тем быстрее уменьшаются разности температур  $\Delta t_h$  и  $\Delta t_s$ . Вместе с тем увеличиваются  $Q_f$  тормозящие уменьшение  $\Delta t_s$ , причем, чем выше теплопроизводительность воздушонагревателя, тем интенсивнее изменяются  $Q_f$  из-за более быстрого падения температуры  $t_2$ . В конечном итоге, чем больше теплопроизводительность воздушонагревателя, тем меньше отношение  $\Delta Q_f/Q_h$ , тем ближе  $\Delta t_s$  располагается над  $\Delta t_h$  (рис. 5). Следовательно, доминирующим фактором, влияющим на продолжительность переходного процесса, является теплопроизводительность воздушонагревателя.

Глубина вогнутости кривой  $\Delta t_h$  и зависящая от нее высота выпуклости кривой  $\Delta t_f$  определяют вид

Табл. 6. Анализ динамики отношения тепловыделений от вентилятора к теплопроизводительности воздушонагревателя  
Table 6. Analysis of the dynamics of the ratio of heat emissions from the fan to the heating capacity of the air heater

| Скачок производительности вентилятора<br>Fan output step change | Режим I / Mode I |                  | Режим II / Mode II |                                                  |
|-----------------------------------------------------------------|------------------|------------------|--------------------|--------------------------------------------------|
|                                                                 | $\Delta Q_f/Q_h$ | $\Delta t_f$     | $\Delta Q_f/Q_h$   | $\Delta t_f$                                     |
| 0,5 → 0,8                                                       | +0,17            | $\Delta t_f > 0$ | +0,11              | $\Delta t_f > 0$                                 |
| 0,8 → 0,6                                                       | –0,13            | $\Delta t_f > 0$ | –0,10              | $\Delta t_f > 0$                                 |
| 0,6 → 0,5                                                       | –0,04            | $\Delta t_f > 0$ | –0,01              | $\Delta t_f < 0$<br>(незавершен)<br>(unfinished) |

Табл. 7. Глубина вогнутости и высота выпуклости кривых разностей температур

Table 7. Depth of concavity and height of convexity of temperature difference curves

| Интервал, с<br>Interval, s | Режим I / Mode I                  |                                   |                                   | Режим II / Mode II                |                                   |                                   |
|----------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
|                            | $\Delta t_h / \Delta t_h(\tau^*)$ | $\Delta t_f / \Delta t_f(\tau^*)$ | $\Delta t_s / \Delta t_s(\tau^*)$ | $\Delta t_h / \Delta t_h(\tau^*)$ | $\Delta t_f / \Delta t_f(\tau^*)$ | $\Delta t_s / \Delta t_s(\tau^*)$ |
| 100                        | -0,109                            | +1,03                             | -0,031                            | -0,123                            | +4,78                             | -0,046                            |
| 50                         | -0,014                            | +0,77                             | -0,001                            | -0,018                            | +3,16                             | -0,001                            |
| 25                         | -0,059                            | +0,73                             | -0,022                            | -0,003                            | +1,28                             | -0,002                            |

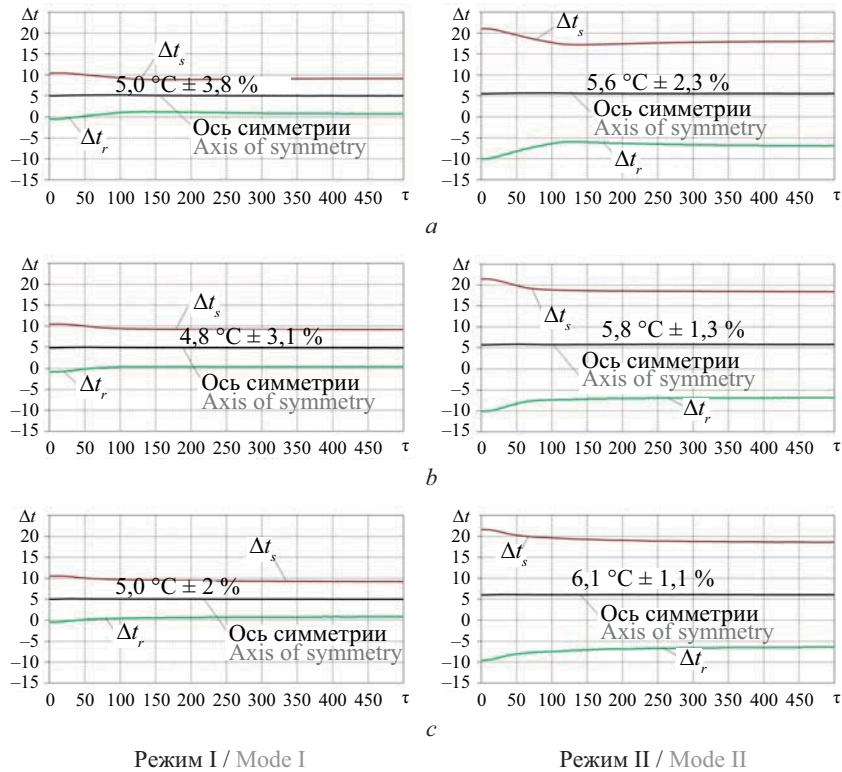


Рис. 6. Переходные процессы изменения перепада температуры  $\Delta t_s$  и  $\Delta t_r$ : а — интервал 100 с; б — интервал 50 с; с — интервал 25 с

Fig. 6. Transients of temperature drop changes  $\Delta t_s$  and  $\Delta t_r$ : а — interval 100 s; б — interval 50 s; с — interval 25 s

кривой  $\Delta t_s$ , показывая степень перерегулирования параметров потока воздуха. Для выявления глубины вогнутости  $\Delta t_h$ ,  $\Delta t_s$  и высоты выпуклости  $\Delta t_f$  обобщим данные в табл. 7 и отнесем их к значениям  $\Delta t(\tau^*)$  в конце переходного процесса для каждого элемента системы:  $\Delta t_h / \Delta t_h(\tau^*)$  и  $\Delta t_f / \Delta t_f(\tau^*)$  и установки  $\Delta t_s / \Delta t_s(\tau^*)$ . Плюс перед долей означает выпуклость, минус — вогнутость. Глубина вогнутости кривых  $\Delta t_h$  и  $\Delta t_s$  в случае разгона потока уменьшается и практически исчезает при сокращении времени между скачками.

Выпуклость кривой  $\Delta t_f$  наблюдается даже для минимального времени между скачками. Это объясняется различными скоростями изменения температур потока до вентилятора и после него. При этом выпуклость  $\Delta t_f$  частично компенсирует вогнутость  $\Delta t_h$ , вследствие чего вогнутость  $\Delta t_s$  меньше, чем у  $\Delta t_h$ . В ре-

зультате переходный процесс для обоих режимов работы воздухонагревателя сокращается. Из табл. 7 также видно, что существует оптимальное время между скачками, при котором вогнутость  $\Delta t_s$  минимальна и, следовательно, продолжительность переходного процесса короче.

На рис. 6 представлены переходные процессы  $\Delta t_r$  отклика помещения на изменение параметров приточного воздуха  $\Delta t_s$ . Из рис. 6 видно, что разности  $\Delta t_r$  и  $\Delta t_s$  практически симметричны относительно некой оси времени. Из этого следует, что возмущение параметров микроклимата можно погасить рассчитанными скачкообразными изменениями производительности элементами климатической установки при минимальных расходах материальных и энергетических ресурсов.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБСУЖДЕНИЕ

Обработка результатов экспериментальных исследований позволила сделать следующие выводы:

1. Продолжительность процессов изменения скорости потока при разгоне и замедлении частоты вращения рабочего колеса вентилятора зависит в основном от аэродинамической характеристики сопротивления вентиляционной сети, и чем она значительнее, тем продолжительнее будет отставание изменения скорости потока от изменения частоты вращения рабочего колеса нагнетателя.

2. При скачке производительности интенсивность процесса изменения разности температуры потока, проходящего через вентилятор, определяется динамикой теплообмена между вентилятором и потоком с меняющейся температурой на входе в него. При этом он тормозится двумя процессами, стремящимися замедлить изменение температуры потока после вентилятора: изменением тепловыделений от электродвигателя из-за изменения частоты вращения и за счет тепловой инерции конструктива вентилятора.

3. Для сокращения продолжительности переходного процесса при скачке производительности вентилятора необходимо добиваться максимального соотношения изменений тепловыделений от вентилятора к изменениям тепловыделений от воздухонагревателя.

4. Величины противофазных скачков, сумма которых определяет результирующую величину скачка при необходимом изменении производительности вентилятора, должны быть тем больше, чем значительнее тепловыделения воздухонагревателя.

5. Существует оптимальный временной интервал между последовательными скачками, при котором достигается минимальная продолжительность переходного процесса изменения параметров потока, проходящего через установку «воздухонагреватель – вентилятор».

В качестве рекомендаций: показания температуры зависят от скорости набегающего потока воздуха, омывающего чувствительный элемент датчика. Чем значительнее изменение скорости потока, тем существеннее будет отклонение показаний датчика от показаний, предшествующих скачку производительности вентилятора из-за изменения теплоотдачи между корпусом датчика с чувствительным элементом — термосопротивлением и потоком воздуха. Для исключения влияния скорости потока на показания датчика температуры необходимо использовать датчики с минимальной тепловой инерцией, работа которых основана на термоэлектрическом эффекте (явление Зеебека), т.е. применять термопары или компенсировать отклонение вводом поправки, учитывающей скорость набегающего потока воздуха.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Авдошенко П.А., Мясников В.А. Автоматизация центральных тепловых пунктов на базе систем частотного регулирования // Вестник военной академии материально-технического обеспечения. 2015. № 1. С. 109–116. EDN VNYUEH.

2. Тимофеев Е.В., Эрк А.Ф., Размук В.А. Регулирование температуры воздуха в животноводческом помещении с использованием частотных регуляторов // Проблемы современной науки и инновации. 2017. № 5. С. 55–64. EDN YZKGOF.

3. Teitel M., Levi A., Zhao Y., Barak M., Barlev E., Shmuel D. Energy saving in agricultural buildings through fan motor control by variable frequency drives // Energy and Buildings. 2008. Vol. 40. Issue 6. Pp. 953–960. DOI: 10.1016/j.enbuild.2007.07.010

4. Вишневецкий Е.П., Малков Г.В. ЕС-двигатели: что, где, почему и зачем // Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2011. № 3. С. 52–59. EDN NUNXZZ.

5. Singh N., Permana I., Chung R., Wang F. Retro-fitting Application of EC Motor Plug Fans in HVAC systems // 2024 ASHRAE Annual Conference. 2024. DOI: 10.63044/s24sing007

6. Костин В.И., Должиков В.Н. Регулирование насосов и вентиляторов в системах инженерного обеспечения зданий и сооружений // Известия высших

учебных заведений. Строительство. 2019. № 9 (729). С. 52–59. DOI: 10.32683/0536-1052-2019-729-9-52-59. EDN KPTWEX.

7. Lee J.M., Lee K.H., Moon J.W., Lee S.H., Hong T. Developing a Control Strategy for Minimum Airflow Setting Considering CO<sub>2</sub> Level and Energy Consumption in a Variable Air Volume System // International Journal of Thermophysics. 2024. Vol. 45. Issue 12. DOI: 10.1007/s10765-024-03474-5. EDN ERLCHN.

8. Lin X., Lee H., Hwang Y., Radermacher R. A review of recent development in variable refrigerant flow systems // Science and Technology for the Built Environment. 2015. Vol. 21. Issue 7. Pp. 917–933. DOI: 10.1080/23744731.2015.1071987

9. Крылов Ю.А., Радионов А.А., Карандаев А.С., Храмушин В.Р., Мамлеева Ю.И. Энергосберегающий алгоритм управления электроприводами насосов в системе холодного водоснабжения зданий // Электротехника. 2014. № 4. С. 10–15. EDN RXXEGV.

10. Ormsbee L.E., Lansey K.E. Optimal control of water supply pumping systems // Journal of Water Resources Planning and Management. 1994. Vol. 120. Issue 2. Pp. 237–252. DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9496(1994)120:2(237)

11. Морозова Н.С., Нагорная А.Н. Аэродинамика кольцевых вентиляционных сетей с переменным расходом воздуха // Сантехника, Отопление,

Кондиционирование. 2016. № 2 (170). С. 62–63. EDN XCRUAR.

12. Белова Е.М., Караджи В.Г. Особенности работы вентилятора с переменным числом оборотов в вентиляционной сети // Системные технологии. 2022. № 1 (42). С. 146–154. DOI: 10.55287/22275398\_2022\_1\_146. EDN WFGGWM.

13. Wu W., Lin Y.R., Chow L.C., Leland Q. Fan performance characteristics at various rotational speeds and ambient pressures // SAE Technical Paper Series. 2014. Issue 1. DOI: 10.4271/2014-01-2219

14. Нагорная А.Н., Морозова Н.С. Проблемы организации воздухораспределения при вытесняющей вентиляции с переменным расходом воздуха на примере зрительного зала театра // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2013. Т. 13. № 2. С. 65–68. EDN RPVCOP.

15. Панферов С.В., Панферов В.И. К решению задачи количественного регулирования в системах теплоснабжения // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2024. Т. 24. № 1. С. 50–58. DOI: 10.14529/build240107. EDN AEMYUQ.

16. Сикерин И.Е., Голяк С.А. Влияние гидравлического режима сети теплоснабжения на тепловую устойчивость абонентов // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования. 2010. Т. 2. № 68. С. 20–22. EDN OVZYAF.

17. Абдулаев Д.А., Маркелова Е.А., Сабирзянов А.Р., Миронов Н.Ю. Гидравлическая устойчивость тепловой сети // Строительство уникальных зданий и сооружений. 2017. № 1 (52). С. 67–85. DOI: 10.18720/CUBS.52.6. EDN YNESJB.

18. Bukowska M., Nowak K. Hydraulic Stabilization of Heat Network // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 603. Issue 5. P. 052091. DOI 10.1088/1757-899X/603/5/052091

19. Малахов П.И., Гуцин С.В., Семиненко А.С., Киреев В.М. Влияние подключения новых потребителей на гидравлическую устойчивость тепловых сетей // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2017. № 8. С. 82–87. DOI: 10.12737/article\_5968b450a65e68.85903478. EDN ZCRBCR.

20. Мансуров Р.Ш., Перязев Д.Г. Влияние скорости роста температуры наружного воздуха в отопительный период года на гидравлическую устойчивость системы теплоснабжения // Инвестиции, градостроительство, технологии как драйверы социально-экономического развития территории и повышения качества жизни населения : мат. XV Междунар. науч.-практ. конф. 2025. С. 41–47. EDN RSCMVA.

21. Seminenko A.S., Sheremet E.O., Gushchin S.V., Elistratova J.V., Kireev V.M. Hydraulic stability of heat networks for connection of new consumers // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 327. P. 042105. DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042105. EDN XXSRQD.

22. Ю С.С., Ивашкевич А.А. Метод стабилизации расходов в ответвлениях систем вентиляции с переменным расходом воздуха // Новые идеи нового века : мат. Междунар. науч. конф. ФАД ТОГУ. 2020. Т. 3. С. 566–572. EDN FZHCPE.

23. Пензин В.Э., Спиридонова Е.В. VAV-система-система вентиляции с переменным расходом воздуха // Инновации природообустройства и защиты окружающей среды : мат. I Национ. науч.-практ. конф. с междунар. участием. 2019. С. 55–57. EDN ZAHBEL.

24. Крысов Е.Н. Системы вентиляции с переменным расходом // Ученые заметки ТОГУ. 2016. Т. 7. № 4–1. С. 868–871. EDN XSDEMT.

25. Engdahl F., Svensson A. Pressure controlled variable air volume system // Energy and Buildings. 2003. Vol. 35. Issue 11. Pp. 1161–1172. DOI: 10.1016/j.enbuild.2003.09.009

26. Гавриленко Ю.А. Конструирование систем вентиляции с переменным расходом воздуха // Инновации в науке, образовании и бизнесе – 2013 : тр. XI Междунар. науч. конф. 2013. С. 354–356. EDN ZEEVGJ.

27. Посохин В.Н., Сафиуллин Р.Г. Воздухораспределитель с изменяемой геометрией // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2014. № 4 (148). С. 74–77. EDN TWQWQJ.

28. Кузьмин С.И. Воздухораспределитель для реализации переменного воздухообмена в помещениях : сб. науч. тр. Ангарского государственного технического университета. 2011. Т. 1. № 1. С. 110–115. EDN RADDZB.

29. Rabani M., Madessa H.B., Nord N., Schild P., Mysen M. Performance assessment of all-air heating in an office cubicle equipped with an active supply diffuser in a cold climate // Building and Environment. 2019. Vol. 156. Pp. 123–136. DOI: 10.1016/j.buildenv.2019.04.017

30. Ватузов Д.Н., Дымищ М.В., Чичаев Д.В. Исследование работы регуляторов перепада давления в зависимости от места их установки в ИТП // Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. Строительство и строительные технологии : сб. ст. 81-й Всеросс. науч.-техн. конф. 2024. С. 588–593. EDN ALOKYD.

31. Поляков В.И. Квартирные регуляторы давления воды // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2013. № 11 (143). С. 34–37. EDN TQTRRV.

32. Звонарева Ю.Н., Ваньков Ю.В., Сабиров И.М. Влияние температурного графика работы

тепловой сети и использования регуляторов перепада давления на надежность работы систем теплоснабжения // Методические вопросы исследования надежности больших систем энергетики : мат. 96-го заседания Междунар. научного семинара им. Ю.Н. Руденко. 2024. С. 558–567. EDN IXFVGA.

Поступила в редакцию 20 января 2026 г.

Принята в доработанном виде 28 апреля 2026 г.

Одобрена для публикации 3 мая 2026 г.

ОБ АВТОРЕ: **Рустам Шамильевич Мансуров** — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции; **Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)**; 630008, г. Новосибирск, ул. Ленинградская, д. 113; ORCID: 0000-0002-1490-5631; rmansurov@inbox.ru.

## REFERENCES

1. Avdoshenko P.A., Myasnikov V.A. Automation of central heating points based on frequency control systems. *Bulletin of the Military Academy of Logistics*. 2015; 1:109-116. EDN VNYUEH. (rus.).
2. Timofeev E.V., Erk A.F., Razmuk V.A. Regulation of air temperature in the cattle-breeding premises using frequency regulators. *Problems of Modern Science and Innovation*. 2017; 5:55-64. EDN YZKGOF. (rus.).
3. Teitel M., Levi A., Zhao Y., Barak M., Barlev E., Shmuel D. Energy saving in agricultural buildings through fan motor control by variable frequency drives. *Energy and Buildings*. 2008; 40(6):953-960. DOI: 10.1016/j.enbuild.2007.07.010
4. Vishnevsky E.P., Malkov G.V. EC engines: what, where, why and why. *AVOK*. 2011; 3:52-59. EDN NUNXZZ. (rus.).
5. Singh N., Permana I., Chung R., Wang F. Retrofitting Application of EC Motor Plug Fans in HVAC systems. *2024 ASHRAE Annual Conference*. 2024. DOI: 10.63044/s24sing007
6. Kostin V.I., Dolzhikov V.N. Regulation of pumps and fans in engineering systems of buildings and structures. *News of Higher Educational Institutions. Construction*. 2019; 9(729):52-59. DOI: 10.32683/0536-1052-2019-729-9-52-59. EDN KPTWEX. (rus.).
7. Lee J.M., Lee K.H., Moon J.W., Lee S.H., Hong T. Developing a Control Strategy for Minimum Airflow Setting Considering CO<sub>2</sub> Level and Energy Consumption in a Variable Air Volume System. *International Journal of Thermophysics*. 2024; 45(12). DOI: 10.1007/s10765-024-03474-5. EDN ERLCHH.
8. Lin X., Lee H., Hwang Y., Radermacher R. A review of recent development in variable refrigerant flow systems. *Science and Technology for the Built Environment*. 2015; 21(7):917-933. DOI: 10.1080/23744731.2015.1071987
9. Krylov Yu.A., Radionov A.A., Karandaev A.S., Khrumshin V.R., Mamleeva Yu.I. An energy-saving algorithm of control of electric drives of pumps in the cold water-supply system of buildings. *Electrical Engineering*. 2014; 4:10-15. EDN RXXEGV. (rus.).
10. Ormsbee L.E., Lansey K.E. Optimal control of water supply pumping systems. *Journal of Water Resources Planning and Management*. 1994; 120(2):237-252. DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9496(1994)120:2(237)
11. Morozova N.S., Nagornaya A.N. Aerodynamics of annular ventilation networks with variable air flow. *Plumbing, Heating, Air-Conditioning*. 2016; 2(170):62-63. EDN XCRUAR. (rus.).
12. Belova E.M., Karadzhii V.G. Features of operation of a fan with a variable speed in the ventilation network. *System Technologies*. 2022; 1(42):146-154. DOI: 10.55287/22275398\_2022\_1\_146. EDN WFGGWM. (rus.).
13. Wu W., Lin Y.R., Chow L.C., Leland Q. Fan performance characteristics at various rotational speeds and ambient pressures. *SAE Technical Paper Series*. 2014; 1. DOI: 10.4271/2014-01-2219
14. Nagornaya A.N., Morozova N.S. Problems of air distribution at displacement ventilation and variable air volume on the basis of the theatre hall. *Bulletin of SUSU. Series: Construction Engineering and Architecture*. 2013; 13(2):65-68. EDN RPVCOP. (rus.).
15. Panferov S.V., Panferov V.I. Quantitative regulation in heat supply systems. *Bulletin of SUSU. Series: Construction Engineering and Architecture*. 2024; 24(1): 50-58. DOI: 10.14529/build240107. EDN AEMYYQ. (rus.).
16. Sikerin I.E., Golyak S.A. The influence of the hydraulic regime of the heat supply network on the thermal stability of subscribers. *Current Problems of Modern Science, Technology and Education*. 2010; 2(68):20-22. EDN OVZYAF. (rus.).
17. Abdulaev D., Markelova Ye., Sabirzyanov A., Mironov N. The hydraulic stability of the heating network. *Construction of Unique Buildings and Structures*. 2017; 1(52):67-85. DOI: 10.18720/CUBS.52.6. EDN YNESJB. (rus.).

18. Bukowska M., Nowak K. Hydraulic Stabilization of Heat Network. *IOP Conference Series : Materials Science and Engineering*. 2019; 603(5):052091. DOI: 10.1088/1757-899X/603/5/052091
19. Malakhov P.I., Gushchin S.V., Seminenko A.S., Kireev V.M. The influence of connecting new consumers on the hydraulic stability of heating networks. *Bulletin of Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov*. 2017; 8:82-87. DOI: 10.12737/article\_5968b450a65e68.85903478. EDN ZCRBCR. (rus.).
20. Mansurov R.Sh., Peryazev D.G. The influence of the rate of increase in outdoor air temperature during the heating season on the hydraulic stability of the heat supply system. *Investments, urban planning, technologies as drivers of socio-economic development of the territory and improvement of the quality of life of the population : proceedings of the XV International Scientific and Practical Conference*. 2025; 41-47. EDN RSCMVA. (rus.).
21. Seminenko A.S., Sheremet E.O., Gushchin S.V., Elistratova J.V., Kireev V.M. Hydraulic stability of heat networks for connection of new consumers. *IOP Conference Series : Materials Science and Engineering*. 2018; 327:042105. DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042105. EDN XXSRQD.
22. Yu S.S., Ivashkevich A.A. Costs' stabilizing method in branches of ventilation systems with variable air flow. *New ideas of the new century : proceedings of the international scientific conference FAD TOGU*. 2020; 3:566-572. EDN FZHCPE. (rus.).
23. Penzin V.E., Spiridonova E.V. VAV-system-ventilation system with variable air flow. *Innovations of environmental management and environmental protection : Proceedings of the First National Scientific and Practical Conference with international participation*. 2019; 55-57. EDN ZAHBEL. (rus.).
24. Krysov E.N. Ventilation system with variable flow. *Scientists notes PNU*. 2016; 7(4-1):868-871. EDN XSDEMT. (rus.).
25. Engdahl F., Svensson A. Pressure controlled variable air volume system. *Energy and Buildings*. 2003; 35(11):1161-1172. DOI: 10.1016/j.enbuild.2003.09.009
26. Gavrilenko Yu.A. Design of ventilation systems with variable air flow. *Innovations in science, education and business – 2013 : Proceedings of the XI International Scientific Conference*. 2013; 354-356. EDN ZEEVGJ. (rus.).
27. Posokhin V.N., Safullin R.G. Variable geometry air distributor. *Plumbing, Heating, Air-Conditioning*. 2014; 4(148):74-77. EDN TWQWQJ. (rus.).
28. Kuzmin S.I. An air distributor for the implementation of variable air exchange in rooms : *Collection of scientific papers of the Angarsk State Technical University*. 2011; 1(1):110-115. EDN RADDZB. (rus.).
29. Rabani M., Madessa H.B., Nord N., Schild P., Mysen M. Performance assessment of all-air heating in an office cubicle equipped with an active supply diffuser in a cold climate. *Building and Environment*. 2019; 156: 123-136. DOI: 10.1016/j.buildenv.2019.04.017
30. Vatzov D.N., Dymshits M.V., Chichaev D.V. Investigation of the operation of differential pressure regulators depending on their installation location in the ITP. *Traditions and innovations in construction and architecture. Construction and construction technologies : Collection of articles of the 81st All-Russian Scientific and Technical Conference*. 2024; 588-593. EDN ALOKYD. (rus.).
31. Polyakov V.I. Apartment water pressure regulators. *Plumbing, Heating, Air-Conditioning*. 2013; 11(143):34-37. EDN TQTRRV. (rus.).
32. Zvonareva Yu.N., Vankov Yu.V., Sabirov I.M. The influence of the temperature schedule of the heating network and the use of differential pressure regulators on the reliability of heat supply systems. *Methodological issues of reliability research of large energy systems : materials of the 96th meeting of the International Scientific Seminar named after Y.N. Rudenko*. 2024; 558-567. EDN IXFVGA. (rus.).
33. Zhilina T.S., Sabukevich M.N., Dan V.D., Janaka V. The use of booster pumping stations for the modernization of heat supply systems. *Architecture, construction, transport*. 2024; 2(108):56-66. DOI: 10.31660/2782-232X-2024-2-56-66. EDN MHOSAZ. (rus.).

Received January 20, 2026.

Adopted in revised form on April 28, 2026.

Approved for publication on May 3, 2026.

**B I O N O T E S :** **Rustam Sh. Mansurov** — Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Heat and Gas supply and Ventilation; **Novosibirsk State University of Architecture and Civil Engineering (Sibstrin)**; 113 Leningradskaya st., Novosibirsk, 630008, Russian Federation; ORCID: 0000-0002-1490-5631; rmansurov@inbox.ru.