

# ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

А. В. Цыганков, В. И. Лысёв, А. К. Рубцов, А. С. Шилин

Университет ИТМО,  
Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Повышение энергетической эффективности систем кондиционирования воздуха общественных зданий и сооружений является актуальной задачей. Предложена математическая модель определения величин температур внутреннего воздуха и температур поверхностей ограждений с целью расчета прогнозируемых величин тепловых потоков в зданиях и сооружениях. Проведено экспериментальное исследование, показывающее актуальность предложенной методики.

**Ключевые слова:** энергетическая эффективность, энергосбережение, тепломассообмен, параметры микроклимата.

## Введение

Рост требований к качеству воздушной среды при постоянном повышении стоимости энергии, потребляемой системами кондиционирования воздуха общественных зданий, приводит к необходимости оптимизации процессов тепломассообмена этих систем. Регулирование процессов тепломассообмена в помещениях с учетом режима их эксплуатации и внешних климатических условий открывает значительные резервы для экономии тепловой энергии.

По данным различных исследований, потребность энергии на кондиционирование и вентиляцию при обеспечении комфортных параметров микроклимата составляет более 60% от общего энергопотребления, в связи с чем необходим комплекс решений, направленных на снижение нагрузки на оборудование систем обеспечения микроклимата помещений и уменьшение энергопотребления [1–4], расходуемого этими системами. Одним из вариантов технических решений [5–8], позволяющих повысить энергетическую эффективность систем вентиляции и кондиционирования воздуха, является выбор оптимального режима управления процессами тепломассообмена в обслуживаемых помещениях. Режим управления системами жизнеобеспечения зависит от тепловой нагрузки в помещении и параметров наружного воздуха, переменных по времени, поэтому необходима методика точного и качественного [9–10] определения величин тепловых потоков в рассматриваемых объектах.

## Математическая модель тепломассообменных процессов в зданиях и сооружениях

С целью оптимизации технических решений систем вентиляции и кондиционирования воздуха была разработана математическая модель, которая позволяет определять величины температур внутреннего воздуха помещений, а также величины температур наружных и внутренних поверхностей ограждений. Определение этих температур позво-

ляет рассчитать величину теплового потока, проходящего через наружные ограждения и выбрать оптимальную технологическую схему обработки воздуха, а также подобрать оптимальный вариант оборудования систем обеспечения микроклимата.

$$\left\{ \begin{array}{l} c_a \cdot \rho_a \cdot V_{in} (t_1^{k+1} - t_1^k) = \\ = (Q_{in} + Q_{out}) \Delta \tau - \frac{1}{2} \alpha_{in} \cdot F_{in} \times \\ \times \Delta \tau (t_1^{k+1} + t_1^k - t_2^{k+1} - t_2^k) \\ \alpha_{in} (t_1^{k+1} - t_2^{k+1}) = \frac{\lambda_w}{h} (t_2^{k+1} - t_3^{k+1}) \\ \frac{dt}{d\tau} = \frac{\lambda_w}{c_w \cdot \rho_w} \cdot \frac{d^2 t}{dx^2} \\ \alpha_{in} (t_4^{k+1} - t_{out}^{k+1}) = \frac{\lambda_w}{h} (t_3^{k+1} - t_4^{k+1}) \end{array} \right. \quad (1)$$

Математическая модель состоит из нескольких уравнений тепловых балансов помещения, а именно:

1. Уравнение теплового баланса помещения:

$$\begin{aligned} c_a \cdot \rho_a \cdot V_{in} (t_1^{k+1} - t_1^k) = \\ = (Q_{in} + Q_{out}) \Delta \tau - \frac{1}{2} \alpha_{in} \cdot F_{in} \times \\ \times \Delta \tau (t_1^{k+1} + t_1^k - t_2^{k+1} - t_2^k), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $c_a$  — теплоемкость внутреннего воздуха помещения, Дж/(кг·°C);  $t_1^k$  — температура внутреннего воздуха помещения в начальный момент времени, °C;  $t_1^{k+1}$  — температура внутреннего воздуха помещения в момент времени  $(k+1)$ , °C;  $t_2^k$  — температура внутренней поверхности наружного ограждения в начальный момент времени, °C;  $t_2^{k+1}$  — температура внутренней поверхности наружного ограждения в момент времени  $(k+1)$ , °C;  $Q_{in}$  — количество теплоты в помещении, Вт;  $Q_{out}$  — количество теплоты, вошедшей (вышедшей) в помещение, Вт;  $\rho_a$  — плотность внутреннего воздуха помещения, кг/м<sup>3</sup>;  $V_{in}$  — отапливаемый объем поме-

Таблица 1. Архитектурно-строительные и теплотехнические характеристики лаборатории  
 Table 1. Architectural, construction and thermotechnical characteristics of the laboratory

Наименование	Ед. изм.	Величина
Отапливаемый объем помещения, $V_{in}$	м <sup>3</sup>	190,0
Площадь помещения, $F_{in}$	м <sup>2</sup>	51,1
Площадь наружного ограждения:		
фрагмент 1, $F_{w,1}$	м <sup>2</sup>	12,85
фрагмент 2, $F_{w,2}$	м <sup>2</sup>	2,65
фрагмент 3, $F_{w,3}$	м <sup>2</sup>	9,2
Толщина наружного ограждения:		
фрагмент 1, $\delta_{w,1}$	м	0,535
фрагмент 2, $\delta_{w,2}$	м	0,39
фрагмент 3, $\delta_{w,3}$	м	1,01
Средняя толщина ограждения, $h$	м	0,69
Объем наружного ограждения, $V_w$	м <sup>3</sup>	17,3
Площадь внешней поверхности наружного ограждения, $S_{out}$	м <sup>2</sup>	24,7
Площадь внутренней поверхности наружного ограждения, $S_{in}$	м <sup>2</sup>	27,97
Коэффициент теплопроводности наружного ограждения, $\lambda_w$	Вт/(м·°С)	1,7
Удельная теплоемкость материала ограждения, $c_w$	Дж/(кг·°С)	840
Плотность материала ограждения, $\rho_w$	кг/м <sup>3</sup>	2500

Таблица 2. Величина термического сопротивления теплопередачи ограждения  
 Table 2. The value of the thermal resistance of heat transfer of the enclosure

Наименование	Ед. изм.	Величина
Термическое сопротивление теплопередачи наружного ограждения:		
фрагмент 1, $R_{out,1}$	(м <sup>2</sup> ·°С)/Вт	0,533
фрагмент 2, $R_{out,2}$	(м <sup>2</sup> ·°С)/Вт	0,447
фрагмент 3, $R_{out,3}$	(м <sup>2</sup> ·°С)/Вт	0,812

щения, м<sup>3</sup>;  $\alpha_{in}$  — коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждения,  $\alpha_{in} = 8,7$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $F_{in}$  — площадь внутренней поверхности ограждения, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  — временной интервал, с.

2. Уравнение баланса тепловых потоков на внутренней границе наружного ограждения:

$$\alpha_{in}(t_1^{k+1} - t_2^{k+1}) = \frac{\lambda_w}{h}(t_2^{k+1} - t_3^{k+1}), \quad (3)$$

где  $t_3^{k+1}$  — температура в середине ограждения в момент времени  $(k+1)$ , °С;  $\lambda_w$  — теплопроводность материала ограждения, Вт/(м·°С);  $h$  — толщина ограждения, м.

3. Уравнение нестационарной теплопроводности:

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\lambda_w}{c_w \cdot \rho_w} \cdot \frac{d^2t}{dx^2}, \quad (4)$$

$$\left(\frac{dt}{dx}\right)^{k+1} = \frac{t_3^{k+1} - t_3^k}{\Delta x}, \quad (5)$$

$$\left(\frac{d^2t}{dx^2}\right)^{k+1} = \frac{t_2^{k+1} - 2t_3^{k+1} + t_4^{k+1}}{\left(\frac{h_w}{2}\right)^2}, \quad (6)$$

$$\frac{t_3^{k+1} - t_3^k}{\Delta \tau} = \frac{\lambda_w}{c_w \cdot \rho_w} \cdot \frac{t_2^{k+1} - 2t_3^{k+1} + t_4^{k+1}}{\left(\frac{h_w}{2}\right)^2}, \quad (7)$$

где  $t_3^k$  — температура в середине ограждения в начальный момент времени, °С;  $t_4^{k+1}$  — температура наружной поверхности ограждения в момент времени  $(k+1)$ , °С;  $c_w$  — теплоемкость материала ограждения, Дж/(кг·°С);  $\rho_w$  — плотность материала ограждения, кг/м<sup>3</sup>.

4. Уравнение баланса тепловых потоков на внешней границе наружного ограждения:

$$\alpha_{in}(t_4^{k+1} - t_{out}^{k+1}) = \frac{\lambda_w}{h}(t_3^{k+1} - t_4^{k+1}), \quad (8)$$

где  $t_{out}^{k+1}$  — температура наружного воздуха в момент времени  $(k+1)$ , °С.

Разработанная математическая модель позволяет определять величины тепловых потоков, проходящих через ограждающие конструкции, величины температур в помещении, внутри ограждения и на его поверхностях, что способствует, в зависимости от режима работы здания, формированию оптимального режима функционирования систем кондиционирования воздуха.

Таблица 3. Назначение измерительных приборов и их метрологические характеристики  
Table 3. Purpose of measuring instruments and their metrological characteristics

Наименование	Назначение	Погрешность	Диапазон
Зонд-крыльчатка D100 мм	Определение скоростей воздуха фреонового воздухонагревателя и приточной вентиляции	$\pm 0,1$ м/с + 1,5 %	+0,1... +15 м/с
D12 мм Зонд влажности и температуры	Определение температуры и относительной влажности воздуха в объеме помещения	Температура: $\pm 0,2$ °C ОВ: $\pm 1,0$ % + 0,7 %	-20 ... +70 °C
Тип К (NiCr-Ni) Зонд температуры	Определение температуры поверхностей внутренних ограждений	$\pm 0,3$ °C + 0,1 %	-200 ... +1370 °C
Зонд влажности и температуры	Определение температуры приточного воздуха фреонового воздухонагревателя и системы кондиционирования воздуха	Температура: $\pm 0,4$ °C ОВ: $\pm 2,0$ %	-20 ... +180 °C +2 ... +98 %
Testo 885-1 Тепловизор	Определение температуры наружной и внутренних поверхностей ограждений помещения	$\pm 2$ °C	-30 ... +650 °C
Testo 830-T2 Инфракрасный термометр	Определение температуры внутренних поверхностей помещения	$\pm 0,5$ °C + 0,5 %	-50 ... +500 °C
CO250 Измеритель температуры и влажности	Определение температуры и относительной влажности наружного воздуха	Температура: $\pm 0,6$ °C ОВ: $\pm 3$ %	-10 ... +60 °C 0 ... +99,9 %
Oregon Scientific NTA916 Контактный термометр	Определение температуры наружной поверхности ограждения	$\pm 1$ °C	-20 ... +60 °C

### Экспериментальное обоснование разработанной математической модели

Для проверки адекватности разработанной математической модели оптимизации систем жизнеобеспечения было проведено экспериментальное исследование, заключающееся в измерении фактических величин значений температур в объеме помещения и на поверхностях ограждений, в зависимости от изменяющихся параметров наружного воздуха и тепловой нагрузки в помещении.

Объектом исследования является учебная лаборатория факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург. Учебная лаборатория предназначена для проведения лекционных и лабораторных занятий, архитектурно-строительные и теплотехнические характеристики которой представлены в табл. 1.

На основании данных, представленных в табл. 1, был проведен расчет по определению термического сопротивления теплопередаче наружных ограждающих конструкций:

$$R_w = \frac{1}{\alpha_{out}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{in}}, \quad (9)$$

где  $\alpha_{out}$  — коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждения,  $\alpha_{out} = 23$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $\alpha_{in}$  — коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждения,  $\alpha_{in} = 8,7$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $\delta_i$  — толщина  $i$ -го фрагмента ограждающих конструкций, м;  $\lambda_i$  — коэффициент теплопроводности  $i$ -го фрагмента ограждающих конструкций, Вт/(м·°C). Результат расчета величины термического сопротивления теплопередаче наружного ограждения представлен в табл. 2.

Экспериментальное исследование, заключающееся в определении значений температур в объеме помещения и на внутренних и наружных поверхностях ограждений, проводилось при помощи комплекта контрольно-измерительных приборов, включающего в себя:

1. Многофункциональный измерительный прибор Testo 480 с комплектом измерительных зондов:
  - зонд-крыльчатка, D 100 мм;
  - зонд влажности и температуры;
  - контактный зонд температуры.
2. Многофункциональный измерительный прибор Testo 445 с зондом влажности и температуры.
3. Тепловизионная камера Testo 885-1.
4. Инфракрасный термометр Testo 830-T2.
5. Измеритель влажности и температуры CO250.
6. Контактный термометр Oregon Scientific NTA916.

Назначение измерительных приборов и их метрологические характеристики приведены в табл. 3.

Измерения значений температур в объеме помещения проводились в шестнадцать точек по площади помещения на четырех высотах (0,5 м; 1,0 м; 1,7 м и 2,5 м) для каждой точки измерения, охватывающих рабочую и обслуживаемую зону.

Измерения значений температур ограждающих конструкций проводились в шести точках для каждого ограждения, а также фиксировались термограммой тепловизионной камеры. Фиксация значений измеряемых температур проводилась при помощи многофункциональных измерительных приборов Testo 480 и Testo 445, а затем обрабатывались в программе Testo EasyClimate.

Экспериментальное исследование проводилось при различных параметрах наружного воздуха. На момент начала проведения каждого измерения в помещении отсутствовали какие-либо источ-

Таблица 4. Расчетные зависимости определения абсолютной и относительной погрешностей  
Table 4. Calculated dependencies for determining the absolute and relative errors

Величина	Абсолютная погрешность $\Delta$	Относительная погрешность $\varepsilon$
$Q_{in}$	$\Delta t_1$	$\frac{\Delta t_1}{< \Delta t_1 >}$
$Q_{out}$	$\Delta t_1 + \Delta t_{out}$	$\frac{\Delta t_1 + \Delta t_{out}}{ < \Delta t_1 >  -  < \Delta t_{out} > }$
$Q_{eq}$	$\Delta t_1 + \Delta t_{eq}$	$\frac{\Delta t_1 + \Delta t_{out}}{ < \Delta t_{eq} >  -  < \Delta t_1 > }$

Таблица 5. Величины исследуемых параметров, полученные экспериментальным путем  
Table 5. The values of the studied parameters obtained experimentally

№ изм.	$Q_{in}$	$Q_{out}$	$Q_{eq}$	$t_1$	$t_{eq}$	$t_{out}$
1	1152,1±0,2 (1 %)	980,7±1,2 (5 %)	0±0,6 (4 %)	18,1	0	-5,6
2	1139,3±0,2 (1 %)	972,4±1,2 (5 %)	380,6±0,6 (24 %)	17,9	19,1	-5,6
3	1253,9±0,2 (1 %)	1046,9±1,2 (5 %)	3425,5±0,6 (4 %)	19,7	30,5	-5,6
4	1368,5±0,2 (1 %)	1121,4±1,2 (4 %)	4059,9±0,6 (3 %)	21,5	34,3	-5,6
5	1374,8±0,2 (1 %)	1117,2±1,2 (4 %)	4186,7±0,6 (3 %)	21,6	34,8	-5,4
6	1393,9±0,2 (1 %)	1129,6±1,2 (4 %)	4535,6±0,6 (3 %)	21,9	36,2	-5,4
7	1438,5±0,2 (1 %)	1154,5±1,2 (4 %)	4630,8±0,6 (3 %)	22,6	37,2	-5,3
8	1457,6±0,2 (1 %)	1166,9±1,2 (4 %)	4821,1±0,6 (3 %)	22,9	38,1	-5,3

ники теплоты как минимум в течение 24-х часов, что способствовало возникновению в помещении установившегося температурного режима. После проведения первичных измерений включался источник теплоты (фреоновый воздухонагреватель), и производились повторные измерения, с некоторым интервалом, до достижения в помещении стационарного температурного режима, в ходе которого отклонения измеряемых величин находились в диапазоне погрешности измерений и погрешности измерительных приборов.

В ходе проведения экспериментального исследования, были получены данные о температурах в объекте исследования, включающие:

- температуру воздуха в объеме помещения,  $t_1$ , °C;
- температуру внутренней поверхности наружного ограждения,  $t_2$ , °C;
- температуру наружной поверхности наружного ограждения,  $t_4$ , °C;
- температуру приточного воздуха фреонового воздухонагревателя,  $t_{eq}$ , °C;
- температуру наружного воздуха,  $t_{out}$ , °C.

Фиксация фактических параметров микроклимата помещения, параметров наружного воздуха и температуры наружной поверхности ограждения производились при небольшом числе измерений

( $n = 7 - 12$ ), поэтому, полагая, что систематические погрешности и промахи отсутствуют, полную погрешность эксперимента можно оценивать только приборной погрешностью.

После определения фактических значений температур в объекте были произведены расчеты по определению величин теплоты в помещении, величин тепловых потоков через наружное ограждение и величин теплопоступлений от источника теплоты.

Количество теплоты в помещении  $Q_{in}$ , Вт:

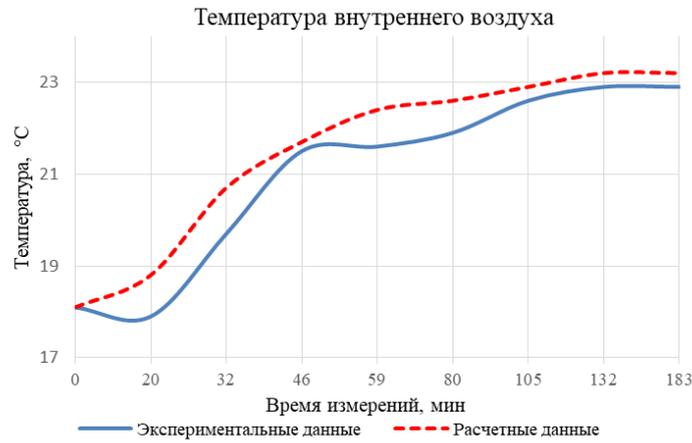
$$Q_{in} = \frac{c_a \cdot \rho_a \cdot V_{in} \cdot t_1}{3600}, \quad (10)$$

где  $c_a$  — теплоемкость воздуха в помещении, Дж/(кг·°C);  $\rho_a$  — плотность воздуха в помещении, кг/м<sup>3</sup>;  $V_{in}$  — объем помещения, м<sup>3</sup>;  $t_1$  — температура внутреннего воздуха, °C.

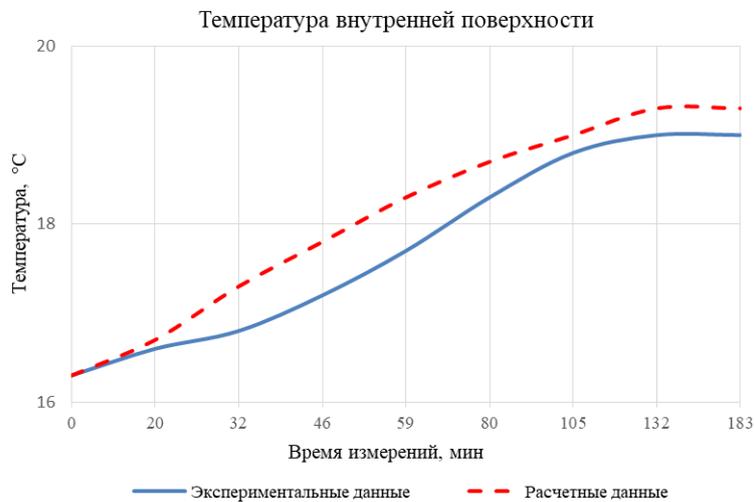
Величина теплового потока, проходящего через наружное ограждение  $Q_{out}$ , Вт:

$$Q_{out} = \sum \left( \frac{F_i}{R_i} \right) \cdot (t_1 - t_{out}), \quad (11)$$

где  $F_i$  — площадь  $i$ -го фрагмента наружного ограждения, м<sup>2</sup>;  $R_i$  — термическое сопротивление тепло-



**Рис. 1. Экспериментальная и расчетная температура внутреннего воздуха**  
**Fig. 1. Experimental and calculated indoor air temperature**



**Рис. 2. Экспериментальная и расчетная температура внутренней поверхности ограждения**  
**Fig. 2. Experimental and calculated temperature of the inner surface of the enclosure**

передаче  $i$ -го фрагмента наружного ограждения,  $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ ;  $t_{out}$  — температура наружного воздуха,  $\text{°C}$ .

Количество теплоступлений от источника теплоты  $Q_{eq}$ , Вт:

$$Q_{eq} = c_a \cdot \rho_a \cdot L_a \cdot (t_{eq} - t_1), \quad (12)$$

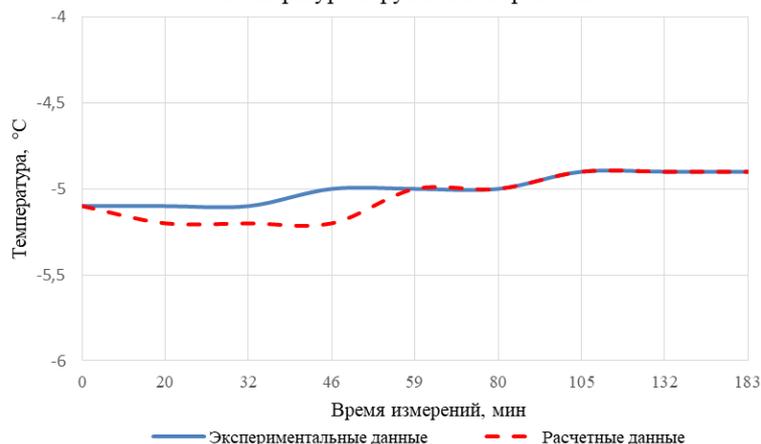
где  $L_a$  — расход приточного воздуха фреонового воздухонагревателя,  $L_a \approx 950 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $t_{eq}$  — температура приточного воздуха фреонового воздухонагревателя,  $\text{°C}$ .

Для определения абсолютной и относительной погрешностей косвенных измерений величин тепловых потоков, вычисленных в соответствии с расчетными формулами (10)–(12), использовались зависимости, представленные в табл. 4. Рассчитанные величины тепловых потоков, а также значения температур, необходимые для их определения, полученные в ходе экспериментального исследования, приведены в табл. 5.

В соответствии с предложенной методикой расчета параметров микроклимата было произведено моделирование процессов теплопереноса в помещении лаборатории и определены величины температур в объеме помещения и на поверхностях наружного ограждения. Определение искомым параметров производилось путем решения системы уравнений (1) методом обращения матриц [11–13]. Моделирование процессов теплопереноса воздуха в помещении проводилось при таких же параметрах наружного воздуха и тепловой нагрузки, что и в ходе эксперимента. Результаты математического моделирования и их сравнение с экспериментальными данными приведены на рис. 1–3.

Сопоставление полученных зависимостей показывает близость экспериментальных и расчетных данных, что позволяет применять предложенную методику расчета для определения величин тепловых потоков в помещениях. Различие между расчетными и экспериментальными данными объясня-

### Температура наружной поверхности



**Рис. 3. Экспериментальная и расчетная температура наружной поверхности ограждения**  
**Fig. 3. Experimental and calculated temperature of the outer surface of the enclosure**

ется увеличением коэффициента теплопроводности материалов ограждающих конструкций и, как следствие, ухудшением их теплозащитных свойств в процессе длительной эксплуатации зданий [14].

### Заключение

Предложенный инженерный метод расчета показывает достаточно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных и позволяет оценить величины тепловых потоков в процессе эксплуатации зданий и сооружений, однако метод не учитывает влияние некоторых факторов: тепловое излучение поверхностей, инфильтрацию наружного воздуха, коэффициент увеличения теплопроводности материалов ограждений в ходе эксплуатации и др. Предполагается, что в дальнейшем модель будет уточняться с учетом вышеперечисленных факторов, что позволит точно и качественно выбирать оптимальный режим управления системами обеспечения микроклимата общественных зданий и сооружений.

### Список источников

1. Krarti M. Energy Efficient Systems and Strategies for Heating, Ventilating, and Air Conditioning (HVAC) of Buildings // *Journal of Green Building*. 2008. Vol. 3, no. 1. P. 44–55. DOI: 10.3992/jgb.3.1.44.
2. Zhiwei B. About the exploration of building HVAC energy saving technology analysis. *Science 2014 // Scientific and Technological Innovation and Enterprise Management*, April 19. Beijing, 2014. P. 7.
3. Peng R. Modern HVAC technology energy saving analysis // *Symposium on Architecture Technology and Management*, July 27. Beijing, 2015. P. 283–341.
4. Lu L., Cai W., Chai Y. S., Xie L. [et al.]. Global optimization for overall HVAC systems-Part I problem formulation and analysis // *Energy Conversion and Management*. 2005. Vol. 46. P. 999–1024. DOI: 10.1016/j.enconman.2004.06.012.
5. Rehr J., Horn M. Temperature Control for HVAC Systems based on Exact Linearization and Model Predictive Control // *Proc. of IEEE International Conference on Control Applications*. 2011. P. 1119–1124. DOI: 10.1109/CCA.2011.6044437.

6. Huang W. Z., Zaheeruddin M., Cho S. H. Dynamic simulation of energy management control functions for HVAC systems in buildings // *Energy Conversion and Management*. 2006. Vol. 47, no. 7-8. P. 926–943. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.06.011.
7. Tashtoush B., Molhim M., Al-Rousan M. Dynamic model of an HVAC system for control analysis // *Energy*. 2005. Vol. 30 (10). P. 1729–1745. DOI: 10.1016/j.energy.2004.10.004.
8. Belic F., Hocenski Z., Sliskovic D. HVAC Control Methods — A review // *19th International Conference of System Theory, Control and Computing (ICSTCC)*. 2015. P. 679–686. DOI: 10.1109/ICSTCC.2015.7321372.
9. Лысев В. И., Цыганков А. В., Шилин А. С. Энергопотребление для охлаждения зданий // *Вестник Международной академии холода*. 2019. № 3 (72). С. 38–44. DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-3-38-44.
10. Лысев В. И., Коцюлим Н. Н., Кучанский В. А. Оценка энергопотребления для отопления и охлаждения зданий // *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование*. 2018. № 1 (28). С. 24–29.
11. Cook P. A. Estimates for the inverse of a matrix // *Linear Algebra and its Applications*. 1975. Vol. 10. P. 41–53. DOI: 10.1016/0024-3795(75)90093-2.
12. Chen S. H., Yang X. W., Lian, H. D. Comparison of Several Eigenvalue Reanalysis Methods for Modified Structures // *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2000. Vol. 20. P. 253–259. DOI: 10.1007/s001580050155.
13. Bae H., Grandhi R. V., Canfield R. A. Successive Matrix Inversion Method for Reanalysis of Engineering Structural Systems // *AIAA Journal*. 2004. Vol. 42, no. 8. P. 1529–1535. DOI: 10.2514/1.4715.
14. Дацюк Т. А., Гримитлин А. М., Аншукова Е. А. Энергосбережение и энергоэффективность // *Вестник гражданских инженеров*. 2018. № 5 (70). С. 141–145. DOI: 10.23968/1999-5571-2018-15-5-141-145.

**ЦЫГАНКОВ Александр Васильевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), доцент факультета низкотемпературной энергетики.  
 SPIN-код: 6394-8045  
 AuthorID (РИНЦ): 231743  
 Адрес для переписки: tsygaav@rambler.ru

**ЛЫСЁВ Владимир Иванович**, кандидат технических наук, инженер 1-й категории факультета низкотемпературной энергетики.

SPIN-код: 6287-7848; AuthorID (РИНЦ): 808610

**РУБЦОВ Александр Константинович**, кандидат технических наук, доцент факультета низкотемпературной энергетики.

Адрес для переписки: a\_rubtsov@rambler.ru

**ШИЛИН Александр Сергеевич**, аспирант факультета низкотемпературной энергетики, направление 05.04.03.

Адрес для переписки: 0346440@mail.ru

#### Для цитирования

Цыганков А. В., Лысёв В. И., Рубцов А. К., Шилин А. С. Оптимизация процессов теплообмена систем кондиционирования воздуха общественных зданий // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 49–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-49-56.

Статья поступила в редакцию 18.03.2020 г.

© А. В. Цыганков, В. И. Лысёв, А. К. Рубцов, А. С. Шилин

# OPTIMIZATION OF HEAT AND MASS TRANSFER PROCESSES IN AIR CONDITIONING SYSTEMS IN PUBLIC BUILDINGS

A. V. Tsygankov, V. I. Lysev, A. K. Rubtsov, A. S. Shilin

ITMO University,  
Russia, Saint Petersburg, Kronverkskiy Ave., 49, 197101

**Increasing the energy efficiency of air conditioning systems in public buildings and structures is an actual task. A mathematical model is proposed for determining the values of internal air temperatures and temperatures of the surfaces of enclosure in order to calculate the predicted values of heat fluxes in buildings and structures. An experimental study has been carried out showing the relevance of the proposed method.**

**Keywords:** energy efficiency, energy saving, heat and mass transfer, microclimate parameters.

## References

1. Krarti M. Energy Efficient Systems and Strategies for Heating, Ventilating, and Air Conditioning (HVAC) of Buildings // *Journal of Green Building*. 2008. Vol. 3, no. 1. P. 44–55. DOI: 10.3992/jgb.3.1.44. (In Engl.).
2. Zhiwei B. About the exploration of building HVAC energy saving technology analysis. *Science 2014 // Scientific and Technological Innovation and Enterprise Management*, April 19. Beijing, 2014. P. 7. (In Engl.).
3. Peng R. Modern HVAC technology energy saving analysis // *Symposium on Architecture Technology and Management*, July 27. Beijing, 2015. P. 283–341. (In Engl.).
4. Lu L., Cai W., Chai Y. S., Xie L. [et al.]. Global optimization for overall HVAC systems-Part I problem formulation and analysis // *Energy Conversion and Management*. 2005. Vol. 46. P. 999–1024. DOI: 10.1016/j.enconman.2004.06.012. (In Engl.).
5. Rehr J., Horn M. Temperature Control for HVAC Systems based on Exact Linearization and Model Predictive Control // *Proc. of IEEE International Conference on Control Applications*. 2011. P. 1119–1124. DOI: 10.1109/CCA.2011.6044437. (In Engl.).
6. Huang W. Z., Zaheeruddin M., Cho S. H. Dynamic simulation of energy management control functions for HVAC systems in buildings // *Energy Conversion and Management*. 2006. Vol. 47, no. 7-8. P. 926–943. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.06.011. (In Engl.).
7. Tashtoush B., Molhim M., Al-Rousan M. Dynamic model of an HVAC system for control analysis // *Energy*. 2005. Vol. 30 (10). P. 1729–1745. DOI: 10.1016/j.energy.2004.10.004. (In Engl.).
8. Belic F., Hocenski Z., Sliskovic D. HVAC Control Methods — A review // *19th International Conference of System Theory, Control and Computing (ICSTCC)*. 2015. P. 679–686. DOI: 10.1109/ICSTCC.2015.7321372. (In Engl.).
9. Lysev V. I., Tsygankov A. V., Shilin A. S. Energopotrebleniye dlya okhlazhdeniya zdaniy [Energy consumption of building for space cooling] // *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2019. No. 3 (72). P. 38–44. DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-3-38-44. (In Russ.).
10. Lysev V. I., Kotsyulim N. N., Kuchanskiy V. A. Otsenka energopotrebleniya dlya otopeniya i okhlazhdeniya zdaniy [Assessment of energy consumption for heating and cooling buildings] // *Nauchnyy zhurnal NIU ITMO. Seriya: Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovaniye. Scientific journal NRU ITMO. Series «Refrigeration and Air Conditioning»*. 2018. No. 1 (28). P. 24–29. (In Russ.).
11. Cook P. A. Estimates for the inverse of a matrix // *Linear Algebra and its Applications*. 1975. Vol. 10. P. 41–53. DOI: 10.1016/0024-3795(75)90093-2. (In Engl.).
12. Chen S. H., Yang X. W., Lian, H. D. Comparison of Several Eigenvalue Reanalysis Methods for Modified Structures // *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2000. Vol. 20. P. 253–259. DOI: 10.1007/s001580050155. (In Engl.).
13. Bae H., Grandhi R. V., Canfield R. A. Successive Matrix Inversion Method for Reanalysis of Engineering Structural Systems // *AIAA Journal*. 2004. Vol. 42, no. 8. P. 1529–1535. DOI: 10.2514/1.4715. (In Engl.).
14. Datsyuk T. A., Gritmitin A. M., Anshchkova E. A. Energoberezheniye i energoeffektivnost' [Assessment of energy efficiency indicators of buildings] // *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov. Bulletin of Civil Engineers*. 2018. No. 5 (70). P. 141–145. DOI: 10.23968/1999-5571-2018-15-5-141-145. (In Russ.).

**TSYGANKOV Aleksandr Vasilevich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Associate Professor of Cryogenic Engineering Faculty.  
SPIN-code: 6394-8045

AuthorID (RSCI): 231743

Address for correspondence: tsygaav@rambler.ru

**LYSEV Vladimir Ivanovich**, Candidate of Technical Sciences, Engineer of Cryogenic Engineering Faculty.  
SPIN-code: 6287-7848

AuthorID (RSCI): 808610

**RUBTSOV Konstantinovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Cryogenic Engineering Faculty.

Address for correspondence: a\_rubtsov@rambler.ru

**SHILIN Alexandr Sergeevich**, Graduate Student of Cryogenic Engineering Faculty.

Address for correspondence: 0346440@mail.ru

## For citations

Tsygankov A. V., Lysev V. I., Rubtsov A. K., Shilin A. S. Optimization of heat and mass transfer processes in air conditioning systems in public buildings // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 4. P. 49–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-49-56.

Received March 18, 2020.

© A. V. Tsygankov, V. I. Lysev, A. K. Rubtsov, A. S. Shilin