



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
**СТРОИТЕЛЬНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Сборник докладов  
VIII Всероссийской научно-технической конференции,  
посвященной столетию МИСИ–МГСУ

*(г. Москва, 12 ноября 2020 г.)*

© ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ», 2020

ISBN 978-5-7264-2809-3

Москва  
Издательство МИСИ – МГСУ  
2020

УДК 628.8 + 697  
ББК 38.762 + 38.763  
Т33

**Т33 Теоретические основы теплогаснабжения и вентиляции** [Электронный ресурс] : сборник докладов VIII Всероссийской научно-технической конференции, посвященной столетию МИСИ–МГСУ ; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, кафедра теплогаснабжения и вентиляции. — Электрон. дан. и прогр. (5 Мб). — Москва : Издательство МИСИ – МГСУ, 2020. — Режим доступа: <https://mgsu.ru/resources/izdatelskaya-deyatelnost/izdaniya/izdaniya-otkr-dostupa/> — Загл. с титул. экрана.  
ISBN 978-5-7264-2809-3

В сборник включены доклады VIII Всероссийской научно-технической конференции «Теоретические основы теплогаснабжения и вентиляции», проходившей 12 ноября 2020 г. в Московском государственном строительном университете и посвященной столетию МИСИ–МГСУ.

Для магистрантов, аспирантов, профессорско-преподавательского состава вузов, реализующих программы высшего образования в области строительства и экологии, а также для специалистов в области теплогаснабжения и вентиляции.

*Научное электронное издание*

*Доклады публикуются в авторской редакции.  
Авторы опубликованных докладов несут ответственность  
за достоверность приведенных в них сведений.*

© ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ», 2020

Ответственные за выпуск: *С.М. Усиков, А.А. Фролова*

Институт инженерно-экологического строительства и механизации  
(ИИЭСМ НИУ МГСУ).  
Тел.: +7 (495) 730-62-53,  
e-mail: [iiesm@mgsu.ru](mailto:iiesm@mgsu.ru)

Сайт: [www.mgsu.ru](http://www.mgsu.ru)  
<http://mgsu.ru/universityabout/Struktura/Instituti/IIESM/kontakty/>

*Для создания электронного издания использовано:*  
Microsoft Word 2013, ПО Adobe Acrobat

Верстка макета *Е.В. Орлова*

Подписано к использованию 25.11.2020. Объем данных 5 Мб

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Национальный исследовательский  
Московский государственный строительный университет».  
129337, Москва, Ярославское ш., 26.

Издательство МИСИ – МГСУ.  
Тел. (495) 287-49-14, вн. 14-23, (499) 183-91-90, (499) 183-97-95.  
E-mail: [ric@mgsu.ru](mailto:ric@mgsu.ru), [rio@mgsu.ru](mailto:rio@mgsu.ru)

# ОГЛАВЛЕНИЕ

## СЕКЦИЯ 1

### Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха и строительная теплофизика

<i>Невзорова А.Б.</i> Как влияет установка пластиковых окон в исторических зданиях на воздушный режим в помещениях? .....	7
<i>Дацюк Т.А., Анишукова Е.А.</i> Проблемы эксплуатации зданий с теплым чердаком.....	10
<i>Бодров М.В., Кузин В.Ю., Морозов М.С., Смыков А.А.</i> Определение экономического преимущества использования лучистых систем отопления на базе водяных инфракрасных излучателей .....	14
<i>Корниенко С.В., Гончаров С.В.</i> Оценка теплового воздействия зеленых крыш на окружающую среду .....	19
<i>Рымаров А.Г., Хаванов П.А., Титков Д.Г.</i> Формирование локальных температурных режимов в помещении.....	25
<i>Плотников В.В., Плотникова С.В.</i> Энергосберегающая стена с регулируемыми теплозащитными свойствами.....	29
<i>Плотников В.В., Плотникова С.В., Мартыненко А.Н., Гришин Р.В., Воцило О.В., Кузнецов А.С.</i> Кинетические фасады и ограждающие конструкции для регулирования теплозащитных и воздухообменных функций ограждающих конструкций .....	35
<i>Коркина Е.В., Войтович Е.В., Тюленев М.Д.</i> Расчет поступающей прямой солнечной радиации по часам светового дня .....	41
<i>Новосельцев Б.П.</i> Определение расхода воздуха, удаляемого из квартиры многоэтажного жилого дома.....	46
<i>Мусорина Т.А., Петриченко М.Р., Заборова Д.Д.</i> Пограничные слои температурного поля и термические сопротивления стеновых ограждений .....	49
<i>Ахременко С.А., Викторов Д.А., Артамонова Е.Г.</i> Рациональное проектирование геометрических и теплотехнических параметров одноквартирного жилого дома .....	54
<i>Зубарев К.П.</i> Тепло-влажностный режим ограждающих конструкций жилых зданий .....	58
<i>Лохвинская Т.И., Иванова С.С.</i> Пути оптимизации параметров климатических систем .....	64
<i>Веретенникова М.С., Кузнецов С.С.</i> Сравнительные характеристики моделей децентрализованных систем отопления на базе инфракрасных обогревателей .....	68

<i>Марченко А.В., Кузнецов Р.О.</i> Анализ возможности внедрения новых решений по гибридной вентиляции в многоквартирные жилые дома г. Москвы .....	72
<i>Марченко А.В., Маричев Е.А.</i> О возможности энергосбережения в системах кондиционирования центров протонной терапии на примере федерального высокотехнологического центра медицинской радиологии ФМБА России в Ульяновской области.....	78
<i>Плотникова С.В.</i> Динамический энергосберегающий фасад с изменяемыми свойствами для интеллектуальных зданий .....	81
<i>Симбирев О.В., Жилина Т.С.</i> Определение условий эффективной работы систем вентиляции в жилых многоквартирных домах.....	87
<i>Сухов А.Д.</i> Влияние конструктивных элементов систем вентиляции на теплотехнический расчёт в проектной документации .....	93
<i>Разаков М.А., Рюриков Т.О.</i> Исследование нестационарной теплопередачи ограждающей конструкции жилого дома после применения энергосберегающих мероприятий.....	98
<i>Смирнова А.А., Хлапонина Я.О.</i> Централизованные системы холодоснабжения в городах мира. их сравнительный анализ .....	102

## СЕКЦИЯ 2

### Теплотехника, теплоснабжение и газоснабжение

<i>Жила В.А., Савенко Г.А.</i> Выбор оптимального метода расчета тупиковой газовой сети низкого давления .....	109
<i>Медведева О.Н.</i> Оценка экономического эффекта от внедрения энергосберегающих мероприятий в сфере газоснабжения.....	114
<i>Величкин В.А., Завьялов В.А.</i> Координация работы теплопотребляющих установок.....	121
<i>Сафиуллин Р.Г., Ахмерова Г.М.</i> Экспериментальное исследование теплотехнических характеристик пластинчатого теплообменника на примере установки «блочный тепловой пункт» центра «Systems/Системы» КГАСУ .....	127
<i>Курбатская Н.А., Стребков А.С., Луданный О.В., Мошकारа Т.В.</i> Гидравлический расчет сложных разветвленных трубопроводных систем элементов источников теплоснабжения .....	133
<i>Куриленко Н.И., Кузьменко К.Е.</i> Методы определения циркуляционного кольца при проведении испытаний на тепловые потери и гидравлические сопротивления .....	138

<i>Петросян А.Л.</i> Мероприятие по повышению энергоэкономических показателей системы газоснабжения городского района .....	142
<i>Орлов М.Е., Ожогин С.Д., Яшков В.В.</i> Потенциал производства и применения биогаза в отопительных котельных ульяновской области .....	149
<i>Пазушкина О.В., Золин М.В., Морозов Д.С.</i> Применение экономически эффективной технологии подогрева обратной сетевой воды в котельных установках.....	154
<i>Иванова С.С., Лохвинская Т.И., Бурунсус В.Р.</i> Методы экспертного оценивания управленческих решений .....	158
<i>Пазушкина О.В., Врясов В.С.</i> Разработка модели работы термического деаэрата котельных установок .....	163
<i>Пазушкина О.В., Волкова Е.Ю.</i> Анализ применения струйных газоотводящих устройств вакуумных деаэраторов в котельных .....	167
<i>Марченко А.В., Волкова А.Д.</i> Способ повышения энергетической эффективности когенерационной установки тепличных комплексов..	172
<i>Хусаинова Д.Ф., Хусаинов А.И., Замалеев М.М.</i> Возможности использования абсорбционных холодильных машин в схемах газотурбинных и парогазовых установок.....	174
<i>Ахмерова Г.М., Сибгатов А.Р.</i> Особенности определения температуры грунта в точке пересечения теплопроводов с газопроводом .....	178
<i>Огурцова А.И., Стерлигов В.А., Крамченков Е.М., Мануковская Т.Г.</i> Исследование потерь теплоты при бесканальной прокладке тепловых сетей.....	184

# СЕКЦИЯ 1

## Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха и строительная теплофизика

### КАК ВЛИЯЕТ УСТАНОВКА ПЛАСТИКОВЫХ ОКОН В ИСТОРИЧЕСКИХ ЗДАНИЯХ НА ВОЗДУШНЫЙ РЕЖИМ В ПОМЕЩЕНИЯХ?

*Невзорова А.Б., д.т.н., профессор, УО «БелГУТ»*

При рассмотрении вопроса о повышении энергоэффективности исторических зданий важно иметь возможность анализировать последствия различных стратегий модернизации. Прежде всего, необходимо признать, что энергетические характеристики здания тесно связаны с несколькими другими областями, наиболее заметными из которых являются показатели воздушного режима и использования здания [1–3]. В исторических зданиях, даже в большей степени, чем в современных зданиях, энергетические показатели связаны с другими аспектами, такими как изменение влажности из-за нарушения режима влагообмена.

**Цель работы** – проанализировать влияние пластиковых стеклопакетов на изменение микроклимата в помещениях исторического корпуса университета с использованием метода неразрушающего теплового контроля.

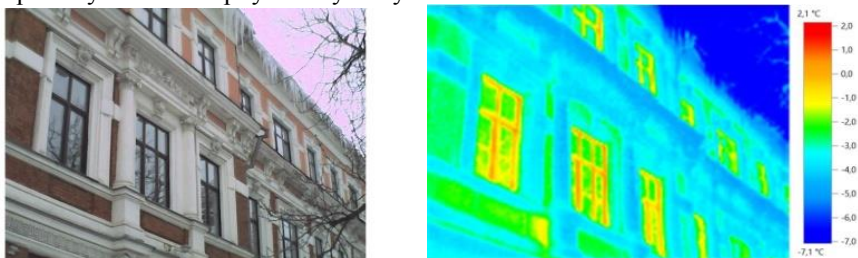
**Методика.** Для инструментального контроля был использован тепловизор Testo 881-1, плотность теплового потока определяется в соответствии с ГОСТ 25380-82 “Метод измерения плотности тепловых потоков, проходящих через ограждающие конструкции”.

**Результаты и их обсуждение.** Первый корпус Белорусского государственного университета транспорта был построен в 1898 г. как мужская гимназия г. Гомеля. В здании за более чем 120 лет три раза меняли систему водяного отопления (1900, 1954, 2017 г.г.). В 2010-2011 г.г. были заменены окна в деревянных переплетах на пластиковые. Система вентиляции осталась естественная. Однако после этой реконструкции во многих помещениях произошли изменения параметров микроклимата.

Общеизвестно, что теплотехнические свойства ограждающих конструкций оказывают существенное влияние на теплоэнергетическую эффективность создания и поддержания комфортных условий в помещениях зданий [4]. Актуальным на данный момент является использование термографического метода неразрушающего теплового контроля для обследования и анализа реальных характеристик существующих зданий с определением поверхностных тепловых и физических аномалий (трещины, пустоты и т. д.), термической неоднородности по наружной поверхности, утечки воздуха, проникновения влаги и структуру зданий и рассчитать различные модели поверхностной

температуры, которые имеют характерные формы в тепловом изображении.

В качестве примера обследования представлена типовая термограмма наружной поверхности фасада здания (рисунок). Установлено незначительное отклонение температуры от реперных точек. Это говорит о том, что теплопотери и инфильтрация воздуха через наружные стены первого учебного корпуса отсутствует.



**Рис. 1.** Фасад учебного корпуса БелГУТа и его термограмма

Данный факт свидетельствует о том, что отсутствует необходимость проводить тепловую модернизацию наружных ограждений, т.к. с точки зрения энергосбережения ограждающие конструкции исторического учебного корпуса БелГУТа находятся в удовлетворительном состоянии. В тоже время установленные пластиковые окна показывают большой перепад температур относительно наружных стен. Это говорит о повышенных теплопотерях по их периметру. Ухудшение воздушно-теплового режима в помещениях зданий обычно связывается со снижением качества материала ограждающих конструкций или проникновением влаги.

При обследовании в полуподвальных помещениях и на первом этаже БелГУТа выявлены зоны аномально повышенной влажности в виде выпадения конденсата на внутренних поверхностях стен в течение года. Это приводит к повышению влажности стен до 90 % с одновременным повышением температуры внутреннего воздуха.

Высокая относительная влажность воздуха в помещении (выше 60 %) чаще всего говорит о некачественной работе системы вентиляции. По старым нормативным документам до 2000 г., когда в здании были установлены окна на деревянных переплетах с забиванием щелей между стеной и коробкой войлоком или паклей, подразумевалось, что приток воздуха в помещение (естественная инфильтрация) будет осуществляться через неплотности в окнах и входных дверях, а отток через вытяжные шахты, установленные во внутренних стенах напротив окон. Постоянный естественный воздухообмен гарантировал нормальную влажность воздуха от 40 до 60 %.

Но, после проведения в 2010 году ремонта по замене старых деревянных окон на новые пластиковые и замены системы вентиляции в 2017 г. постепенно изменился воздушный режим. Вытяжная вытяжка практически не работает. Скорее всего окна были установлены с



нарушением технологии. Предположительно, между окном и внешним откосом стены отсутствует предварительно сжатая уплотнительная лента (ПСУЛ), либо паропроницаемый герметик (Стиз А), а с внутренней стороны – самоклеящаяся бутилкаучуковая лента или, как вариант, слой мастики или силикона с предварительным уплотнением бутовочным шнуром. Эти технологические элементы затрудняют проникновение влаги в оконный откос, но не препятствуют отводу водяных паров из откоса.

Установка окна предположительно проводилась только на монтажной пене, что в дальнейшем способствует накоплению в откосах влаги и, как следствие, их промерзанию и повышению влажности внутри помещения. Кроме того, для окон есть специальные запорные устройства, открытие которых делает возможным доступ наружного воздуха в помещение как инфильтрационного. Однако производители окон или не устанавливают их, или «забывают» рассказать о них заказчику, чтобы не повышать цену окна и тем самым казаться более конкурентоспособными на рынке производителей. В результате изменяется инфильтрационный режим окна, нарушается естественная вентиляция из-за отсутствия притока свежего инфильтрационного воздуха, как следствие влажность в помещении возрастает, воздушный режим ухудшается.

**Вывод.** Необходимо признать, что процесс принятия решения по модернизации исторического здания в плане замены окон чаще всего является произвольным, неструктурированным, и лишенным целостной перспективы без учета установки дополнительных инженерных систем, в частности принудительной вытяжной вентиляции. На мой взгляд, сохранение исторических зданий и нормального воздушного режима в его помещениях требует широких и долгосрочных компромиссов между социальными, экономическими и экологическими аспектами. В этой ситуации контекст принятия решений является междисциплинарным, и решения должны разрабатываться на основе как качественных, так и количественных данных по историческому зданию.

#### Библиографический список

1. Невзорова А.Б., Самсонов А.В. Совместимость новых герметичных оконных блоков и существующей системы вентиляции. Проблемы и решения // АВОК. 2014. № 7. С.60–65.
2. Leijonhufvud G., Broström T. Decision-making on Climate Control for Energy Efficiency and Preventive Conservation in Historic Buildings // Postprints from the Conference Energy Efficiency in Historic Buildings. – Visby, February 9–11. 2011. P. 70–80.
3. Системы микроклимата исторических зданий. <https://revensys.ru/stati/sistemy-mikroklimate-istoricheskikh-zdaniy-chast-2> (дата обращения 03.10.2020)
4. Самарин О.Д., Колесникова Е.А. Обоснование уровня теплозащиты неоднородных ограждений // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2016. № 4(172). С. 93–95.

## ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЗДАНИЙ С ТЕПЛЫМ ЧЕРДАКОМ

*Дацюк Т.А., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «СПбГАСУ»  
Анишукова Е.А., аспирант, ФГБОУ ВО «СПбГАСУ»*

Проблема теплых чердаков жилых многоэтажных зданий на сегодняшний день актуальна и связана не только с неэффективной работой систем естественной вентиляции, особенно на последних этажах, но и с деструкцией наружных стен [1–3]. Наличие теплого чердака в системах естественной вентиляции имеет ряд преимуществ: возможность утилизации тепла вытяжного воздуха и экономии энергоресурсов на отопление здания, сокращение количества вентиляционных шахт, что не только упрощает конструкцию кровли, но и повышает ее долговечность.

Теплые чердаки жилых многоэтажных зданий рассматриваются как элемент системы естественной вентиляции и представляют собой камеру статического давления, основная функция которой — выравнивание и распределение скорости удаляемого из вентиляционных шахт воздуха [1]. В работе [2] теплый чердак предлагается рассматривать как отдельный объем и определять располагаемое давление как сумму давлений для жилой части здания и чердака.

Температура воздуха в объеме теплого чердака нормируется, рекомендуемые значения лежат в диапазоне 14–18 °С, т.е. ниже температуры удаляемого воздуха из жилых помещений, но выше точки росы (10 °С) для исключения образования конденсата. Работа естественной вентиляции зданий с теплым чердаком считается наиболее эффективной при температуре воздуха в нем ниже 16 °С [4].

В условиях эксплуатации зданий тепло-влажностный режим теплого чердака нестационарный. При проведении натурного обследования теплого чердака 25-этажного жилого здания в осенний период времени (до начала отопительного сезона) зафиксированы значительные колебания температуры и влажности воздуха в объеме теплого чердака. Колебание параметров микроклимата оказывает неблагоприятное воздействие на ограждающие конструкции, вызывая деструкцию наружных стен [3].

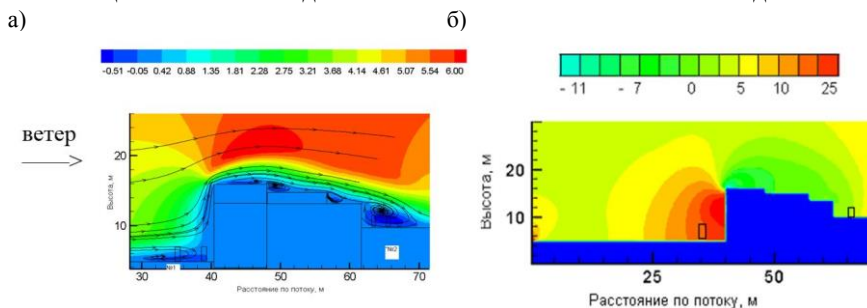
Таким образом, практика эксплуатации многоэтажных зданий с теплым чердаком выявила две основные проблемы:

- нестабильность работы естественной вентиляции, что вызвано колебанием располагаемого давления и влиянием аэродинамического режима застройки;
- деструкция наружных стен, которая имеет место вследствие влияния температурно-влажностного режима теплого чердака.

Оценка эффективности работы систем естественной вентиляции зданий с теплым чердаком дана в работе [1] по результатам компьютерных расчетов для 17-этажного здания. Отмечено также влияние на объемы удаляемого из квартир воздуха скорости ветра. При повышении скорости

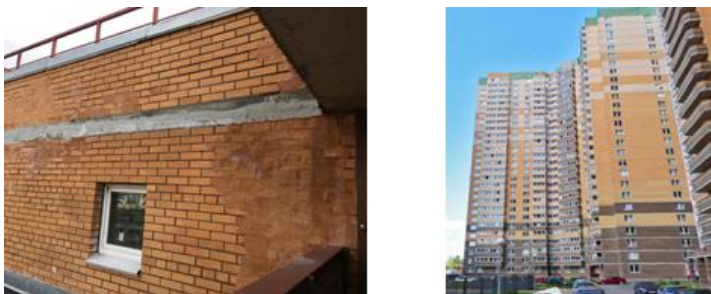
ветра  $v$  от 0 до 3,8 м/с получено значительное увеличение объема вытяжки, практически в два раза [1].

При естественной вентиляции внутренняя среда здания и окружающая его атмосфера взаимосвязаны и представляют собой единую динамическую систему [5, 6]. Влияние аэродинамического режима застройки на работу естественной вентиляции получено также при оценке методом математического моделирования эффективности работы естественной вентиляции существующих зданий (1 и 2) при строительстве нового здания, расположенного между ними (см. рис. 1). При расчетной скорости ветра и преобладающего направления для Санкт-Петербурга эффективность естественной вентиляции здания 1 снизилась на 80 %. Вентиляционные шахты здания 1 оказались в зоне повышенного давления.



**Рис. 1.** Поля скорости (а) и давления (б), полученные при моделировании фрагмента существующей застройки

Более актуальна проблема деструкции наружных стен зданий с теплым чердаком [3, 7]. Конструктивно наружные стены теплых чердаков не отличаются от жилых квартир. Однако деструкция наружных стен имеет место только в зоне теплых чердаков как для кирпичных зданий (эффективный и лицевой кирпич, толщина стен 0,72 м), так и для многослойных конструкций с утеплителем (рис. 2).



**Рис. 2.** Деструкция наружных стен теплого чердака 25-этажного жилого здания: наружные стены – многослойные, газобетонные блоки и лицевой кирпич

В рекомендациях по проектированию теплых чердаков отмечается также необходимость обеспечения герметичности наружных ограждающих

конструкций, что, в свою очередь, достигается установкой герметичных дверей и оконных блоков. В литературе, однако, нет количественной информации о влиянии степени герметичности чердачного пространства, на объемы вытяжки из квартир и тепло-влажностный режим теплого чердака. В процессе эксплуатации зданий, особенно в чердачных и подвальных помещениях, образуются различного рода неплотности, которые приводят к увеличению инфильтрации, а, следовательно, и увеличению теплопотерь зданий.

В настоящее время теплые чердаки продолжают активно проектироваться как элемент естественной вентиляции, однако, для решения отмеченных выше проблем, особенно деструкции наружных стен, необходимы дополнительные исследования.

Для получения дополнительных данных проводились повторные натурные обследования наружных стен теплого чердака и регистрация параметров микроклимата в объеме теплого чердака в отопительный период в одной из секций 25-этажного здания, расположенного в Ленинградской области. Год постройки здания – 2015. Высота чердака – 2,3 м. Объем теплого чердака – 580 м<sup>3</sup>.

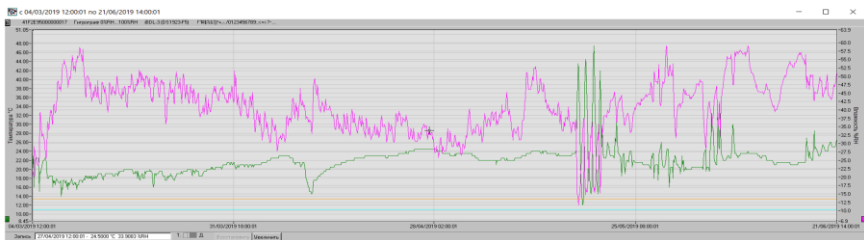
Наружные стены многослойные: облицовочный керамический кирпич 0,12 м, воздушная прослойка 0,02 м, газобетон (плотностью 400 кг/м<sup>3</sup>) 0,37 м, без штукатурки. Оконные блоки: однокамерный стеклопакет с ПВХ переплетами. Площадь оконных блоков 6 м<sup>2</sup>. Приведенное сопротивление теплопередаче наружной стены с учетом коэффициента теплотехнической однородности  $r = 0,75$  составляет  $R_0^{np} = 2,24$  м<sup>2</sup>·К/Вт. Приведенное сопротивление теплопередаче оконных блоков  $R_0^{np} = 0,46$  м<sup>2</sup>·К/Вт. Результаты расчета влажностного режима наружной стены подтвердили наличие плоскости конденсации по наружному слою газобетона, сопротивление паропроницанию –  $R_n = 2,49$  (м<sup>2</sup>·ч·Па)/мг [3].

Для регистрации температуры и влажности воздуха в объеме теплого чердака при работе системы отопления использовался измерительный комплекс (iBDLR), который является эффективным регистратором, обеспечивающими мониторинг температуры и относительной влажности в течение длительного промежутка времени. Для получения надежных результатов запись осуществлялась с использованием 3 датчиков.

В качестве примера на рис. 3 приведена запись температуры и влажности воздуха в объеме теплого чердака, полученная на одном из датчиков при работе системы отопления.

Анализ записи температуры и влажности воздуха в объеме теплого чердака при работе системы отопления, приведенный на рис. 3, при расположении датчика вблизи одного из вентканалов позволил оценить диапазон изменения параметров микроклимата при эксплуатации здания при работе системы отопления:

- диапазон изменения температуры 14–30 °С;
- диапазон изменения влажности воздуха 30–60 %.



**Рис. 3.** Изменения температуры и влажности воздуха в объеме теплого чердака при работе системы отопления, полученные с одного из датчиков: розовая линия – влажность воздуха; зеленая – температура

## Выводы

1. Выявлены основные проблемы, связанные с эксплуатацией жилых зданий с теплым чердаком.
2. Определены факторы, влияющие на эффективность естественной вентиляции и тепло-влажностное состояние наружных стен.
3. Получены дополнительные результаты, характеризующие параметры микроклимата в объеме теплого чердака при работе системы отопления.
4. Для решения отмеченных проблем информацию, полученную в результате натурного обследования здания, необходимо дополнить, используя математическое моделирование процессов теплопереноса.

## Библиографический список

1. Малявина Е. Г., Бирюков С. В., Дианов С. Н. Воздушный режим жилых зданий. Учет влияния воздушного режима на работу системы вентиляции жилых зданий//АВОК. 2003. № 6. С. 14–24.
2. Сизенко О. А., Кучеренко М. Н. Исследование влияния температуры воздуха в чердачном помещении на работу систем естественной вентиляции в жилых зданиях с теплыми чердаками//Научный вестник Воронежского гос. архит.-строит. ун-та. Строительство и архитектура. 2009. № 4 (16). С. 40–45.
3. Дацюк Т. А., Аншукова Е.А. Влияние тепловлажностного режима теплых чердаков на состояние ограждающих конструкций//Вестник гражданских инженеров.2019. №5 (76). С. 160-165
4. МГСН 2.01–99. Энергосбережение в зданиях. Нормативы по теплозащите и тепловодоснабжению. Утв. Постановлением Правительства Москвы от 23 февраля 1999 г. № 138.
5. Datciuk T. Forecasting of ecological situation in course of buildings' design//Architecture and Engineering. 2016. Vol. 1, No 2. Pp. 19–22.
6. Datciuk T.A., Taurit V.R. 2012. Моделирование микроклимата жилых помещений. Bulletin of Civil Engineers, 4(33). pp 196-198.
- 7 Дацюк Т. А., Кобышева Н. В., Кузнецов Е. П., Таджибаев А. И. Изменение свойств ограждающих конструкций при воздействиях климатических факторов и систем жизнеобеспечения/под ред. А. И. Таджибаева. СПб.: ПЭИПК, 2013. 84 с.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ПРЕИМУЩЕСТВА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЛУЧИСТЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ НА БАЗЕ ВОДЯНЫХ ИНФРАКРАСНЫХ ИЗЛУЧАТЕЛЕЙ

*Бодров М.В., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «ННГАСУ»*

*Кузин В.Ю., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «ННГАСУ»*

*Морозов М.С., асс., ФГБОУ ВО «ННГАСУ»*

*Смыков А.А., асс., ФГБОУ ВО «ННГАСУ»*

Отопление крупнообъемных помещений (складов, цехов и пр.) в основном осуществляется традиционными системами отопления: конвективными и воздушными [1]. В свою очередь, применение таких систем отопления несёт за собой ряд недостатков, таких как: излишняя подвижность воздушных масс, повышенная запылённость, неравномерность нагрева в рабочей зоне помещения, большой градиент температуры воздуха по высоте помещения и т.д.

Применение систем лучистого отопления решает ряд вышеописанных проблем. Системы лучистого отопления: не провоцируют излишней подвижности воздуха, в отличие от системы воздушного отопления; позволяют обеспечить более равномерный нагрев рабочей зоны, в отличие от системы конвективного отопления, построенной на базе радиаторов или гладкотрубных регистров; обеспечивают меньший градиент температуры воздуха по высоте помещения, чем любой из видов конвективного или воздушного отопления.

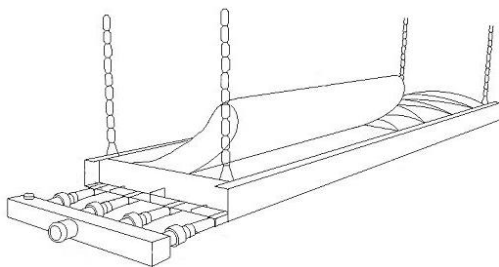
Немаловажным аспектом применения систем отопления на базе инфракрасных излучателей (ИИ) является их высокая энергоэффективность. Проблема высокой энергоёмкости Российской промышленности отражена в ряде нормативных актов [2, 3]. Системы лучистого отопления позволяют снизить затраты тепловой энергии на величину до 40 % [4, 5], что позволяет говорить о перспективности их применения в качестве мероприятия по повышению энергоэффективности производства.

Снижение потребления теплоты достигается за счёт ряда особенностей систем лучистого отопления, таких как: низкая тепловая инерция; снижение трансмиссионных тепловых потерь через покрытие здания, из-за небольшого градиента температуры воздуха по высоте помещения; снижение температуры воздуха рабочей зоны на зоны на величину до 4 °С, по сравнению с нормативными значениями, предусмотренными при проектировании конвективных систем отопления [6, 7], что становится возможным за счёт большей плотности потока теплового излучения в помещениях с системой отопления на базе ИИ. Также стоит отметить, что применение таких систем и значительное сокращении затрат теплоты достигается без снижения уровня теплового комфорта.

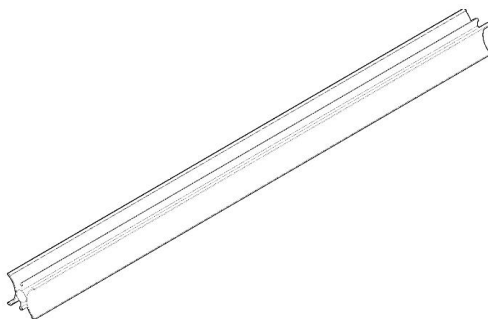
Самым привлекательным, с точки зрения энергоэффективности, является отопление на базе газовых инфракрасных излучателей (ГИИ). В дан-

ных системах отсутствует промежуточный теплоноситель, и теплота в помещение подаётся напрямую от первичного энергоносителя – природного газа. Однако, применение лучистых систем отопления на базе ГИИ строго ограничено. Также, стоит учесть, что подключение газа во многих регионах России связано со значительными финансовыми затратами.

Ввиду вышеописанных особенностей ГИИ стоит рассмотреть другой энергоэффективный вид лучистого отопления – отопление на базе водяных инфракрасных излучателей (ВИИ). В качестве отопительных приборов в данных системах используются излучающие панели (рис. 1) или профили (рис. 2). Стоит также отметить, что наиболее перспективным ВИИ является именно излучающий профиль, ввиду меньшей металлоёмкости и большей удельной теплоотдачи. Теплоносителем в таких системах является горячая вода с температурой 40–150 °С.



**Рис. 1.** Водяной инфракрасный излучатель - излучающая панель



**Рис. 2.** Водяной инфракрасный излучатель – излучающий профиль марки Helios 750

Принцип работы лучистых систем отопления на базе ВИИ основан на передаче теплоты от теплоносителя к отопительному прибору, который, в свою очередь, отдаёт в объём обслуживаемого помещения преимущественно посредством электромагнитного излучения в инфракрасном диапазоне. Стоит учесть, что воздух является прозрачной средой для инфракрасного излучения, поэтому его нагрев осуществляется за счёт теплопередачи от нагретых (облучённых) поверхностей помещения.

Применение лучистых систем отопления на базе ВИИ является эффективным и экономически-обоснованным в крупнообъёмных помещениях [4, 8, 9].

Обоснование экономической эффективности применения систем лучистого отопления на базе ВИИ в течение отопительного сезона можно провести с помощью общепринятой методики [10]. Данную методику используют представители ресурсоснабжающих организаций для расчёта нормативного потребления тепловой энергии на нужды отопления, а значит данный расчёт может быть обоснованием для заключения энергосервисного контракта.

В качестве примера было взято здание цеха металлообработки ООО «Флайг+Хоммель», расположенного в городе Заволжье ( $t_n = -32$  °С [11]). Основные характеристики объекта исследований: длина 126 м, ширина от 24 до 33 м (с пристроями), высота по стене 9 м, высота в коньке 10 м, площадь цеха 3456 м<sup>2</sup>, объём по наружному обмеру – 41472 м<sup>3</sup>, пол – бетонный монолит, стены – сэндвич-панели.

Температуру воздуха рабочей зоны  $t_{в,р}$ , °С, принимаем по нормативной документации. Категория работ по уровню энергозатрат – Пб, следовательно  $t_{в,р} = 17...19$  °С, принимаем  $t_{в,р} = 18$  °С. Как уже было сказано выше, при применении лучистого отопления, в рабочей зоне производственных помещений допускается снижение величины  $t_{в,р}$  до 4 °С по сравнению со значениями, предусмотренными нормативными документами. Для расчёта мощности лучистой системы отопления принимаем  $t'_{в,р} = 14$  °С.

Тепловой поток на отопление здания может быть определён по формуле укрупнённых расчётов:

$$Q_{o\max} = a q_o V_n (t_b - t_o) k_{пт} \cdot 10^{-6}, \text{ МВт}, \quad (1)$$

где  $a$  – поправочный коэффициент, учитывающий район строительства здания [10];  $q_o$  – удельная отопительная характеристика здания, Вт/(м<sup>3</sup>·°С) [10];  $V_n$  – объём здания по наружному обмеру выше отметки ±0,000 (надземная часть), м<sup>3</sup>;  $k_{пт}$  – повышающий коэффициент для учета потерь теплоты теплопроводами, проложенными в неотапливаемых помещениях [10];  $t_b$  – средняя расчетная температура внутреннего воздуха, °С;  $t_o$  – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С.

Для конвективной системы отопления:

$$Q_{o\max}^k = 0,98 \cdot 0,44 \cdot 41472 \cdot (18 - (-32)) \cdot 1,05 = 938843 \text{ Вт}.$$

Для лучистой системы отопления:

$$Q_{o\max}^л = 0,98 \cdot 0,44 \cdot 41472 \cdot (14 - (-32)) \cdot 1,05 = 863736 \text{ Вт}.$$

Величина нормативного потребления тепловой энергии на нужды отопления  $Q_o$ , Гкал, определяется по формуле:

$$Q_o = Q_{o\max} \left( \frac{t_b - t_{ср,ф}}{t_b - t_o} \right) z \cdot 24, \text{ Гкал} \quad (2)$$

где  $t_{ср,ф}$  – средняя температура наружного воздуха за расчётный период, °С;  $z$  – продолжительность работы системы отопления за расчётный период, сут.; 24 – продолжительность работы системы отопления в сутки, ч, в случае расчёта нормативного потребления тепловой энергии на нужды отоп-



ления для системы с несколькими режимами работы, принимается равной продолжительности режима.

Для начала проводим расчёт нормативного потребления тепловой энергии на нужды отопления по месяцам со средней суточной температурой наружного воздуха  $\leq 8\text{ }^{\circ}\text{C}$  [11], после чего проводим расчёт отдельно для рабочего, дежурного и переходного режимов.

Таблица 1

**Продолжительность режимов работы системы отопления**

Режим	Примеч.	Продолжительность работы в сутки, ч	$t_v, ^{\circ}\text{C}$
Рабочий режим	Лучистая система	10	14
	Конвект. система	10	18
Дежурный режим	Лучистая система	13	10
	Конвект. система	11	14
Переходный режим	Лучистая система	1	14
	Конвект. система	3	18

Таблица 2

**Расчёт нормативного потребления тепловой энергии на нужды отопления в отопительный период**

Наименование	Примеч.	Янв.	Фев.	Мар.	Апр.	Окт.	Ноя.	Дек.	Год
$t_{\text{ср.ф}}$	Волжская ГМО	-8,5	-4,1	-0,4	6,5	7,7	-0,3	-1,6	-
$Q_o$ , Гкал	Лучистая система	270,27	196,38	172,97	87,18	75,68	166,23	187,39	1156,10
	Конвект. система	318,32	239,78	221,02	133,68	123,72	212,73	235,44	1484,69
$z_{\text{р.р}}$ , ч	Лучистая система	170	200	200	220	230	200	220	1440
	Конвект. система	170	200	200	220	230	200	220	1440
$z_{\text{д.р}}$ , ч	Лучистая система	523	412	484	434	445	460	458	3216
	Конвект. система	557	452	524	478	491	500	502	3504
$z_{\text{п.р}}$ , ч	Лучистая система	51	60	60	66	69	60	66	432
	Конвект. система	17	20	20	22	23	20	22	144
$Q_{o \text{ р.р}}$ , Гкал	Лучистая система	61,76	58,45	46,50	26,64	23,39	46,18	55,41	318,32
	Конвект. система	72,73	71,36	59,41	40,85	38,25	59,09	69,62	411,31

$Q_{o \text{ д.р.}}$ , Гкал	Лучистая система	166,37	102,90	87,98	27,01	18,23	83,15	94,02	579,66
	Конвект. система	189,99	120,40	112,53	52,55	45,26	106,20	115,35	742,28
$Q_{o \text{ п.р.}}$ , Гкал	Лучистая система	6,18	5,84	4,65	2,66	2,34	4,62	5,54	31,83
	Конвект. система	21,82	21,41	17,82	12,25	11,47	17,73	20,89	123,39
$Q_{o \text{ смеш.}}$ , Гкал	Лучистая система	234,30	167,19	139,13	56,31	43,97	133,94	154,97	929,81
	Конвект. система	284,54	213,17	189,76	105,65	94,99	183,02	205,86	1276,99

**Примечание:** Принятые обозначения в таблице:  $z_{р.р.}$  – продолжительность в рабочем режиме, ч;  $z_{д.р.}$  – продолжительность дежурного режима, ч;  $z_{п.р.}$  – продолжительность переходного режима, ч;  $Q_{o \text{ р.р.}}$  – потребление тепловой энергии в рабочем режиме, Гкал;  $Q_{o \text{ д.р.}}$  – потребление тепловой энергии в дежурном режиме, Гкал;  $Q_{o \text{ п.р.}}$  – потребление тепловой энергии в переходном режиме, Гкал;  $Q_{o \text{ смеш.}}$  – потребление тепловой энергии в смешанном режиме, Гкал.

### Выводы

1. Анализ годового нормативного потребления тепловой энергии показал, что в исследуемом здании, при использовании лучистого отопления можно добиться величины энергосбережения в 22,13 %.

2. При использовании дежурного режима в нерабочее время эффект от применения системы лучистого отопления достигнет 27,19 %.

3. Максимальная разница между постоянным режимом работы конвективного отопления и режимом работы лучистого отопления с использованием перехода в дежурный режим составит 37,37 %.

### Библиографический список

1. Богословский В.И. Отопление и вентиляция. – М.: Стройиздат, 1975.
2. Указ Президента Российской Федерации от 4 июня 2008 г. N 889 «О некоторых мерах по повышению энергетической и экологической эффективности российской экономики» // СПС Консультант Плюс.
3. Федеральный закон от 23.11.2009 г. № 261-ФЗ (ред. от 13.07.2015) «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности, и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» // СПС Консультант Плюс.
4. Бодров В.И., Бодров М.В., Смыков А.А. Исследование теплотехнических характеристик низкотемпературных инфракрасных излучателей // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. – 2019. № 10 (214). С. 32...36.
5. Jia H., Pang X., Haves P. Experimentally-determined characteristics of radiant systems for office buildings // Applied Energy. – 2018. (221). С. 41...54.
6. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. М.: 2001.

7. СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий (Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003). М.: 2012.
8. Maksimov V.I., Nagornova T.A., Kurilenko N.I. Verification of Conjugate Heat Transfer Models in a Closed Volume with Radiative Heat Source // МАТЕС Web of Conferences. – 2016. (72).
9. Kuznetsov G. V., Kurilenko N.I., Nee A.E. Mathematical modelling of conjugate heat transfer and fluid flow inside a domain with a radiant heating system // International Journal of Thermal Sciences. – 2018. (131). P. 27...39.
10. «Методические указания по определению расходов топлива, электроэнергии и воды на выработку теплоты отопительными котельными коммунальных теплоэнергетических предприятий (издание 4-ое)» (одобрены Научно-техническим советом Центра энергоресурсосбережения Госстроя России, протокол от 12.07.2002 N 5) // СПС Консультант Плюс.
11. СП 131.13330.2018 «СНиП 23-01-99\* Строительная климатология». М.: 2019.

## **ОЦЕНКА ТЕПЛООВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ЗЕЛЕННЫХ КРЫШ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ**

*Корниенко С.В., д.т.н., зав. каф., ФГБОУ ВО «ВолгГТУ»*  
*Гончаров С.В., соискатель, ФГБОУ ВО «ВолгГТУ»*

Зеленые технологии находятся в мировом тренде современной архитектуры и строительства [1–5]. Ярким преимуществом зеленых технологий является формирование условий для здорового образа жизни, прежде всего, за счет поглощения пыли, снижения уровня шума и защиты строительных ограждающих конструкций от атмосферных воздействий. Благодаря применению технологий зеленого строительства достигается высокий эффект за счет снижения тепловых потерь через внешнюю оболочку здания, что позволяет сократить количество потребляемой тепловой энергии. Повышается комфорт в помещениях вследствие уменьшения интенсивности лучистого и конвективного теплообмена на внутренней поверхности ограждающих конструкций. Снижается загрязненность окружающей среды ввиду сокращения выбросов вредных веществ в атмосферу. Зеленые крыши являются эффективным способом увеличения площади зеленой зоны в урбанизированной городской среде и улучшения микроклимата зданий. Озеленение крыш способствует смягчению теплового режима городской среды посредством затенения, испарительного охлаждения и тепловой изоляции. Применение зеленых крыш сглаживает эффект «тепловых островов» за счет выравнивания температуры поверхностей и может существенно понизить среднюю температуру целого города [6].

Проектирование зеленых крыш требует применения специальных методов расчета теплотехнических, воздухоизоляционных и влагозащитных характеристик. Правила проектирования тепловой защиты зеленых крыш в

российских нормах отсутствуют [7]. Это затрудняет работу проектировщика и замедляет внедрение новых конструктивных решений в практику строительства биопозитивных зданий. Особенно актуален этот вопрос для условий теплого и жаркого климата, в котором здания в летний период года подвергаются интенсивному воздействию прямой солнечной радиации.

Целью данного исследования является оценка теплового воздействия зеленых крыш на окружающую среду в летний период года для климатических условий юга России.

Теплообмен на наружной поверхности зеленой крыши имеет ряд особенностей. Температура поверхности небосвода заметно отличается от температуры наружного воздуха, поэтому процессы конвекции и теплового излучения необходимо рассматривать раздельно. В процессе влагообмена часть влаги возвращается растениями в атмосферу в виде водяного пара (транспирация), в результате чего возникает эффект испарительного охлаждения. Часть теплоты выделяется растениями в результате сложных метаболических процессов – фотосинтеза и дыхания.

Учитывая эти особенности, уравнение теплового баланса на поверхности зеленой крыши можно записать в следующем виде:

$$q = pq_s + \alpha_c(T_{ext} - T) + \alpha_r(T_{sky} - T) + r_t l_e + q_{ps}, \quad (1)$$

где  $q$  – плотность теплового потока, проходящего через поверхность;  $p$  – коэффициент поглощения поверхностью солнечной радиации;  $q_s$  – интенсивность суммарной солнечной радиации, падающей на поверхность;  $\alpha_c$ ,  $\alpha_r$  – соответственно характеристики конвективного и лучистого теплообмена;  $T_{ext}$  – температура окружающего воздуха;  $T$  – температура наружной поверхности;  $T_{sky}$  – температура поверхности небосвода;  $r_t$  – интенсивность транспирации;  $l_e$  – скрытая теплота испарения;  $q_{ps}$  – плотность теплового потока, выделяемого растениями в процессе фотосинтеза и дыхания.

Температура поверхности небосвода  $T_{sky}$  зависит от температурного режима пункта, излучательной способности ясного неба, его облачности и ряда других факторов. Эту температуру можно достаточно точно определить по формуле [8]:

$$T_{sky} = T_{ext} [\varepsilon_0 + 0,8(1 - \varepsilon_0)C_{cov}]^{0,25}, \quad (2)$$

где  $\varepsilon_0$  – относительный коэффициент излучения ясного неба;  $C_{cov}$  – коэффициент облачности неба.

Используя понятие условной (эквивалентной) температуры наружного воздуха (sol-air temperature), определяемой с учетом воздействия солнечной радиации, плотность теплового потока, проходящего через контрольную поверхность, можно записать так:

$$q = \alpha(T_{sa} - T), \quad (3)$$

где  $\alpha$  – характеристика общего теплообмена ( $\alpha = \alpha_c + \alpha_r$ ).

Приравняв правые части уравнений (1) и (3), после несложных преобразований получим формулу расчета условной температуры наружного

воздуха для зеленой крыши:

$$T_{sa} = \frac{\alpha_c T_{ext} + \alpha_r T_{sky} + p q_s + r_t l_s + q_{ps}}{\alpha_c + \alpha_r} \quad (4)$$

В формуле (4) значения характеристик конвективного и лучистого теплообмена можно приближенно определить по формулам [8].

Характеристику конвективного теплообмена в общем случае определяют с учетом частичного озеленения кровли:

$$\alpha_c = d_f \alpha_{c,f} + (1 - d_f) \alpha_{c,s}, \quad (5)$$

где  $d_f$  – доля озеленения кровли, принимаемая согласно проекту;  $\alpha_{c,f}$  – характеристика конвективного теплообмена озелененной части кровли, определяемая по формуле

$$\alpha_{c,f} = 5,7 + 3,8v, \quad (6)$$

где  $v$  – скорость ветра;  $\alpha_{c,s}$  – характеристика конвективного теплообмена грунта, определяемая по формуле

$$\alpha_{c,s} = 0,57 + 11,6v^{0,5}. \quad (7)$$

Характеристику лучистого теплообмена определяют с учетом «навеса» листы над грунтом:

$$\alpha_r = 4\sigma\epsilon T_{hs}^3, \quad (8)$$

где  $\sigma$  – постоянная Стефана-Больцмана ( $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К));  $\epsilon$  – приведенный относительный коэффициент излучения серой поверхности, определяемый по формуле

$$\epsilon = \frac{\epsilon_f \epsilon_g}{\epsilon_g + \epsilon_f - \epsilon_g \epsilon_f}, \quad (9)$$

где  $\epsilon_f$ ,  $\epsilon_g$  – соответственно относительный коэффициент излучения листы и грунта;  $T_{hs}$  – средняя температура поверхностей кровли и небосвода.

Расчет условной температуры наружного воздуха для традиционной («черной») крыши можно упростить. Пренебрегая в формуле (4) разностью между температурами наружного воздуха и поверхностью небосвода ( $T_{scy} = T_{ext}$ ) и исключая составляющие  $r_t l$  и  $q_{ps}$  (ввиду их отсутствия), получим условную температуру «черной» крыши:

$$T_{sa,ref} = \frac{T_{ext} + 0,9q_s}{\alpha_{ref}}, \quad (10)$$

где 0,9 – коэффициент поглощения солнечной радиации материалом «черной» кровли (рубероид с песчаной посыпкой) согласно СП 50.13330.2012;  $\alpha_{ref}$  – характеристика теплообмена «черной» крыши, определяемая по формуле того же свода правил:

$$\alpha_{ref} = 5,8(1 + 2v^{0,5}). \quad (11)$$

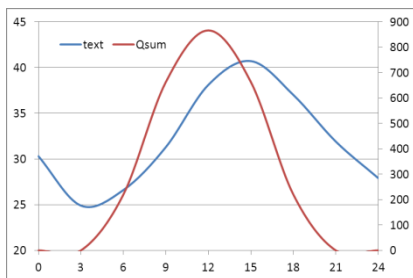
В настоящее время процесс теплообмена зеленых крыш с окружающей

средой малоизучен. Наиболее точно этот процесс может быть исследован на основании натуральных исследований или путем математического моделирования сложных процессов нестационарного переноса теплоты в конструкциях крыш. Для приближенной оценки теплового воздействия зеленых крыш на окружающую среду предлагаем использовать динамический индекс *IRS* (Index of Roof Systems):

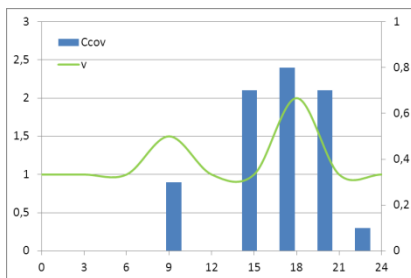
$$IRS = 1 - \frac{A_{sa,gr}}{A_{sa,ref}}, \quad (12)$$

где  $A_{sa,gr} = (T_{sa,gr}^{max} - T_{sa,gr}^{av})$  – разность между максимальным и средним значениями условной температуры наружного воздуха для зеленой крыши;  $A_{sa,ref} = (T_{sa,ref}^{max} - T_{sa,ref}^{av})$  – то же, для «черной» крыши.

Для иллюстрации рассмотренной выше методики выполним оценку теплового воздействия зеленой крыши с экстенсивным озеленением на окружающую среду в климатических условиях г. Волгограда (48° с.ш.) с сухим жарким летом. Параметры наружного климата данного пункта приняты согласно архивным данным для наиболее жарких суток июля 2020 года (рис. 1, 2). Трехчасовой сдвиг максимума температуры наружного воздуха по отношению к максимуму интенсивности солнечной радиации обусловлен тепловой инерционностью материальной городской среды. Скорость ветра небольшая, откорректирована с учетом предполагаемого расположения здания в городской застройке. Максимум скорости ветра совпадает с максимальной облачностью. Как показано в работах [9, 10], интенсивность транспирации  $r$ , пропорциональна интенсивности солнечной радиации (рис. 3). Плотность теплового потока, выделяемого растениями в процессе фотосинтеза и дыхания, в расчете не учитывается ввиду малости величины.



**Рис. 1.** Суточный ход температуры наружного воздуха (°C) и интенсивности солнечной радиации (Вт/м<sup>2</sup>)



**Рис. 2.** Суточный ход скорости воздуха (м/с) и облачности неба

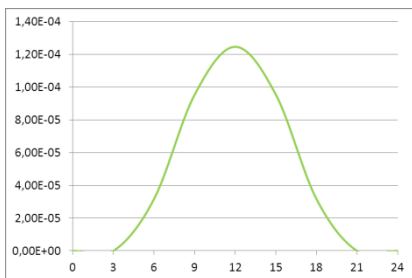


Рис. 3. Суточный ход характеристики транспирации (кг/(м<sup>2</sup>·с))

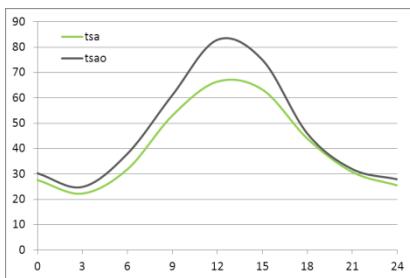


Рис. 4. Суточный ход условной температуры наружного воздуха (°С) для зеленой и «черной» крыши

Расчет выполнен при следующих исходных данных:  $\varepsilon_0 = 0,9$ ;  $d_f = 0,75$ ;  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);  $\varepsilon_f = 0,98$ ;  $\varepsilon_g = 0,9$ ;  $\varepsilon = 0,88$ ;  $l_e = 2,43 \cdot 10^6$  Дж/кг.

Результаты расчета условной температуры наружного воздуха для зеленой и «черной» крыш представлены на рис. 4.

Из рис. 4 видно, что максимальное значение условной температуры наружного воздуха отмечается для «черной» кровли (82,9 °С). Озеленение крыши понижает температуру кровли до 66,4 °С, т.е. на 16,5 °С. Характер изменения условной температуры наружного воздуха для рассматриваемых конструктивных решений крыш один и тот же. Максимальные значения условной температуры наружного воздуха для зеленой и «черной» крыш практически совпадают, что можно объяснить небольшой тепловой инерцией граничного слоя воздуха, прилегающего к наружной поверхности конструкций.

Сравнение полученных результатов расчета с экспериментальными натурными данными [8] для близких климатических условий показало их хорошую согласованность.

Результаты расчета динамического индекса *IRS* зеленой крыши приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты расчета динамического индекса *IRS*

Наименование величины	Значение величины	
	зеленая крыша	«черная» крыша
Максимальная условная температура наружного воздуха, °С	66,4	82,9
Средняя условная температура наружного воздуха, °С	40,5	46,4
Разность между максимальной и средней условной температурой наружного воздуха, °С	25,9	36,5
Динамический индекс <i>IRS</i>	0,29	–

На основании табличных данных вычислен динамический индекс *IRS* зеленой крыши, равный 0,29. Таким образом, строительство зеленых крыш

по сравнению с традиционными «черными» крышами позволяет снизить тепловое воздействие на окружающую среду примерно на 30 %.

### **Выводы**

1. Рассмотрена методика расчета условной температуры наружного воздуха для зеленых крыш в летний период года. Отличительными особенностями этой методики являются: учет поглощения суммарной (прямой и рассеянной) солнечной радиации слоем озеленения; отдельный учет процессов конвективного и лучистого теплообмена конструкции с окружающей средой; возможность частичного озеленения кровли; приближенный учет сложных механизмов транспирации растений в зависимости от интенсивности солнечной радиации.

2. Для оценки теплового воздействия зеленых крыш на окружающую среду предложен динамический индекс *IRS*, позволяющий выполнить требуемую оценку в процессе нестационарного теплопереноса.

3. Анализ результатов расчета в климатических условиях Волгограда показывает, что строительство зеленых крыш по сравнению с традиционными «черными» крышами позволяет смягчить эффект образования «тепловых островов» за счет выравнивания температуры поверхностей, снижая тепловое воздействие на окружающую среду примерно на 30%.

4. Полученные данные являются основой для разработки метода расчета процесса нестационарного теплопереноса в конструкциях зеленых крыш. Создание такого метода расчета ускорит внедрение в практику отечественного строительства новых конструктивных решений и технологий возведения энергоэффективных, ресурсосберегающих, биопозитивных зданий.

### **Библиографический список**

1. Теличенко В.И., Слесарев М.Ю. «Зеленая» стандартизация будущего – фактор экологической безопасности среды жизнедеятельности // Промышленное и гражданское строительство. 2018. № 8. С. 90–97.

2. Табунщиков Ю.А. Умные безуглеродные города и здания с нулевым энергопотреблением // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2016. № 8. С. 4–9.

3. Корниенко С.В., Попова Е.Д. «Зеленое» строительство в России и за рубежом // Строительство уникальных зданий и сооружений. 2017. № 4 (55). С. 67–93.

4. Berardi U. The outdoor microclimate benefits and energy saving resulting from green roofs retrofits // Energy and Buildings. 2016. No. 121. Pp. 217–229.

5. Fabiani C., Coma J., Laura A., et al. Thermo-acoustic performance of green roof substrates in dynamic hygrothermal conditions // Energy and Buildings. 2018. No. 178. Pp. 140–153.

6. Qaid A., Lamit H.B., Ossen D.R., et al. Urban heat island and thermal comfort conditions at micro-climate scale in a tropical planned city // Energy and Buildings. 2016. No. 133. Pp. 577–595.



7. Корниенко С.В., Гончаров С.В. Строительство зеленых крыш: проблемы теплозащиты // Социология города. 2020. № 3. С. 62–70.
8. Porcaro M., Ruiz de Adana M., Comino F., et al. Long term experimental analysis of thermal performance of extensive green roofs with different substrates in Mediterranean climate // Energy and Buildings. 2019. No. 197. Pp. 18–33.
9. Quezada-García S., Espinosa-Paredes G., Escobedo-Izquierdo M.A., et al. Heterogeneous model for heat transfer in Green Roof Systems // Energy and Buildings. 2017. No. 139. Pp. 205–213.
10. Bevilacqua P., Mazzeo D., Bruno R, et. al. Experimental investigation of the thermal performances of an extensive green roof in the Mediterranean area // Energy and Buildings. 2016. No. 122. Pp. 63–79.

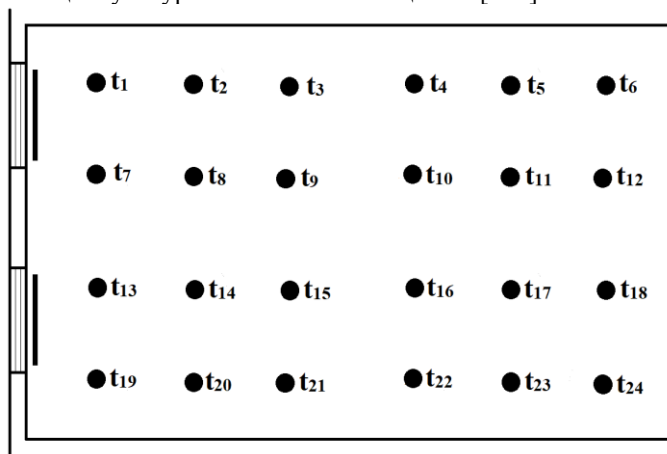
## ФОРМИРОВАНИЕ ЛОКАЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ В ПОМЕЩЕНИИ

*Рымаров А.Г., к.т.н., зав. кафедрой, ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

*Хаванов П.А., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

*Титков Д.Г., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

Необходимость личного пространства человека в помещении квартиры и на рабочем месте определяется различными задачами по развитию личности человека и задачами, стоящими перед личностью при выполнении ответственных видов деятельности, а также при формировании благоприятного социокультурного климата в обществе [1–3].



**Рис. 1.** Схематичный план офисного помещения с 24 рабочими местами для напольного отопления, где формируется индивидуальный температурный режим для каждого работника с температурами  $t_1 - t_{24}$ .

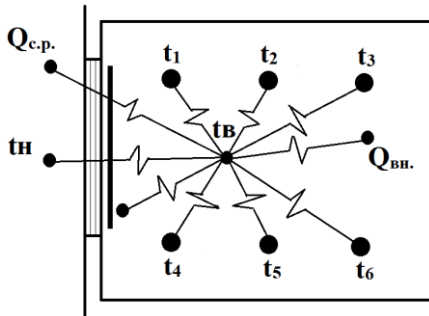
Потребность человека в конкретной температуре окружающего воздуха в каждый данный момент времени может отличаться от принятых в нормах значений, так как температура тела человека меняется в течение суток, при этом не учитываются физические особенности конкретного человеческого организма при формировании микроклимата в помещении формирует напряжение системы терморегуляции и как следствие ведет к заболеваниям, снижению производительности труда или качества отдыха. В помещении часто есть постоянные рабочие места или места для отдыха, что позволяет создать зоны с небольшим отличием температуры воздуха от среднего значения в помещении, что потребует создания систем отопления способных подстраиваться под потребности конкретного человека (рис. 1). Применение напольного отопления повышает комфортность пребывания человека в помещении, так как у людей часто мерзнут конечности, и, в частности, пальцы ног.

Если разогревать не весь пол помещения, а только точечный фрагмент пола на рабочем месте, то за счет образующейся восходящей конвективной струи будет формироваться локальный микроклимат, который можно сделать благоприятным для конкретного человека в каждый момент времени. Локальный микроклимат в данной постановке задачи формируется за счет поступления теплоты от радиаторов основной системы отопления под окном и точечных пятен пола с напольным отоплением. Восходящие конвективные струи при взаимодействии с основной системой отопления будут формировать среднюю температуру воздуха в помещении в соответствии с нормами. При таком подходе в помещении образуются зоны на рабочих местах или в местах отдыха с локальными температурами, которые могут отличаться от средней температуры в помещении в заданном диапазоне. Инерционность изменения температуры верхнего слоя всей плиты пола с напольным отоплением при ее разогреве или остывании больше, чем отдельных ее небольших фрагментов, что позволяет оперативнее управлять разогревом или снижением температуры отдельных не больших частей пола. Дополнительные потоки теплоты от разогретых пятен пола в помещении позволят снизить мощность основной системы отопления для приведения средней температуры в помещении до требуемого нормами значения, что позволит формировать более точное сочетание энергосбережения и комфортности при пребывании человека в помещении.

Для расчетов теплового баланса помещения получены сопротивления теплопередаче наружных ограждающих конструкций на основе СП 50.13330. 2016 «Тепловая защита здания». На изменяющийся во времени тепловой баланс помещения влияет температурный режим помещения, что связано с переменными во времени значениями тепловых поступлений и тепловых потерь. Температура и скорость в сечении конвективных струй от нагретых пятен пола расположенных горизонтально рассчитывались на основе данных профессора Шепелева И.А [4].

Рассмотрено офисное помещение с размерами 6×5м и высотой 3м (рис. 2). В помещении одно окно площадью 4,5 м<sup>2</sup> и одна наружная стена пло-

щадью 13,5 м<sup>2</sup>. В помещении формируем 6 индивидуальных зон с возможностью формировать в них температуру, необходимую конкретному работнику. Проведены расчеты теплового баланса помещения для холодного периода года для города Москвы. Радиатор под окном формирует температуру в помещении 15 °С, а напольное отопление в виде точечных источников диаметром 0,38 м догревает воздух на 6 рабочих местах до величины 18 °С, 20 °С, 26 °С, 24 °С, 28 °С (рис. 2). Средняя температура в помещении равна 17,8 °С. Разогретые пятна пола создают подвижность воздуха в рабочей зоне менее 0,2 м/с, а температура пола не превышает требуемые нормами значения. Внутренние бытовые тепловыделения от различных источников при расчете не учитывались.



**Рис. 2.** План помещения с 6 местами для напольного отопления, где формируется индивидуальный температурный режим для 6 людей с температурами  $t_1 - t_6$ , влияющими на температуру воздуха в помещении ( $t_в$ ):

$Q_{с.р.}$  – теплоступления от солнечной радиации;  $Q_{вн.}$  – внутренние поступления теплоты

Так же проведены расчеты 4 вариантов теплового режима помещения: 1 вариант – в помещении никого нет, работает радиатор, формируя температуру внутреннего воздуха 15 °С – тепловые потери равны 791 Вт; 2 вариант – на рабочих местах есть люди, которым необходимы следующие температуры окружающего их воздуха 18 °С, 20 °С, 22 °С, 26 °С, 24 °С, 28 °С: средняя температура в помещении равна 17,8°С, тепловые потери равны 843 Вт; 3 вариант – на рабочих местах есть люди, которым необходимы следующие температуры окружающего их воздуха 18 °С, 19 °С, 20 °С, 21 °С, 22 °С, 23 °С: средняя температура в помещении равна 16,8 °С, тепловые потери равны 824 Вт; 4 вариант – на рабочих местах есть люди, которым необходимы следующие температуры окружающего их воздуха 28 °С, 26 °С, 30 °С, 24 °С, 22 °С, 20 °С: средняя температура в помещении равна 18,7 °С, тепловые потери равны 858 Вт. Потенциал энергосбережения для рассмотренных вариантов — это разница между тепловыми потерями вариантов 2 и 1 – 52 Вт, 3 и 1 – 33 Вт, 4 и 1 – 67 Вт.

Дополнительные тепловые поступления от 6 нагретых пятен пола в индивидуальных зонах помещения при температурах равных 18 °С, 20 °С, 22 °С, 26 °С, 24 °С, 28 °С равны 2,8 Вт, 4,97 Вт, 7,3 Вт, 12,4 Вт, 9,8 Вт, 15,1

Вт соответственно, при температурах равных 18 °С, 19 °С, 20 °С, 21 °С, 22 °С, 23 °С равны 2,8 Вт, 3,8 Вт, 4,97Вт, 6,13 Вт, 7,3 Вт, 8,5 Вт соответственно, при температурах равных 28 °С, 26 °С, 30 °С, 24 °С, 22 °С, 20 °С равны 15,1 Вт, 12,4 Вт, 17,8 Вт, 9,8 Вт, 7,3 Вт, 4,97 Вт соответственно.

### **Выводы**

1. Коллективно-индивидуальный характер предлагаемой системы отопления связан с формированием средних значений температур воздуха во всех помещениях здания в соответствии с требованиями нормативных документов, а на рабочих местах работает дополнительная система отопления в виде напольного отопления, учитывающая индивидуальные потребности человека.

2. При применении коллективно-индивидуальной системы отопления энергосбережение в помещении в холодный период года происходит при отсутствии людей в помещении, так как основная система отопления работает постоянно, а дополнительная система работает только в присутствии человека на рабочем месте.

3. Поступление теплоты от конвективных струй влияет на общие теплотопотери помещения в пределах 4...10 %, а площадь пола с точечными элементами напольного отопления занимает 1,5 % от всей площади помещения, что снижает инерционность [5] при регулировании нагреваемых частей пола в помещении.

4. Индивидуализация работы системы отопления может сочетаться с персонализацией работы системы вентиляции на рабочем месте [6] в офисном помещении. Персонализация микроклимата в зонах отдыха в помещениях жилых зданий позволяет увеличить потенциал энергосбережения [7]. Комплексность управления микроклиматом помещения возможно осуществить при мониторинге параметров микроклимата [8] на основе информации о тепломассообменных процессах, происходящих в помещении [9].

### **Библиографический список**

1. Падерин В.К., Митрошина О.В., Гатин И.Д. Индивидуальное пространство как объект социологического анализа: к постановке проблемы // Казанский социально-гуманитарный вестник. 2017. № 5 (28). С. 69–73.
2. Безукладова И.Ю. Категоризация индивидуального пространства как способ структурирования окружающего мира // Вестник Тамбовского университета. Серия: Гуманитарные науки. 2011. № 7 (99). С. 153–159.
3. Наумова О.Б. Частное пространство в системе ценностей традиционного общества // Этнографическое обозрение. 2014. № 4. С. 77–93.
4. Шепелев И.А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении / Москва: Стройиздат. 1978. 144 с.
5. Brukhanov O., Rymarov A., Malysheva A., Titkov D. Analysis of heat losses of underground tunnel for engineering utilities with available methods // В сборнике: MATEC Web of Conferences 2016. С. 04028.

6. Рымаров А.Г., Агафонова В.В. Персонализированная приточная система вентиляции в помещении офисного здания // Водоснабжение и санитарная техника. 2019. № 11. С. 60–64.
7. Бодров М.В., Кузин В.Ю., Морозов М.С. Повышение энергетической эффективности систем обеспечения параметров микроклимата многоквартирных жилых домов // Жилищное строительство. 2015. № 6. С. 48–50.
8. Рымаров А.Г. Мониторинг параметров микроклимата и концентраций вредных примесей в помещениях здания // Приволжский научный журнал. 2014. № 1 (29). С. 61–63.
9. Рымаров А.Г. Characteristics of heat-mass exchange modes of mutual influence buildings // Естественные и технические науки. 2013. № 1 (63). С. 380–382.

## **ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ СТЕНА С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ТЕПЛОЗАЩИТНЫМИ СВОЙСТВАМИ**

*Плотников В.В., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

*Плотникова С.В., инженер, ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

В настоящее время при возведении энергоэффективных зданий, как правило, используются конструктивные решения стен в виде многослойных ограждающих конструкций с использованием воздушной прослойки и эффективных утеплителей различного типа, в большинстве случаев, расположенных внутри стены в качестве внутреннего теплоизоляционного слоя. Известно, что замкнутая воздушная прослойка в стене не дает большого эффекта по повышению теплозащиты здания из-за интенсивной передачи теплоты через воздушную прослойку теплопроводностью, конвекцией и излучением. Поэтому воздушная прослойка заполняется различными видами эффективных утеплителей с плотностью 30–150 кг/м<sup>3</sup>, в структуре которых воздух находится в защемленном состоянии. Эффективность утеплителя определяется количеством защемленного воздуха, степенью его неподвижности и теплоизоляционными свойствами самого материала утеплителя. Такие решения, рассчитанные на постоянные теплофизические характеристики стен, являются нерациональными с учетом значительного изменения режимов и условий эксплуатации зданий в зимний и летний периоды, ухудшения теплофизических свойств эффективных утеплителей в течение 10–20 лет из-за их невысокой долговечности в результате старения, снижения теплозащитных свойств стен в процессе эксплуатации. Одним из главных недостатков многослойных стен с внутренним слоем эффективного утеплителя является их неремонтопригодность при потере или утрате теплоизоляционных свойств внутренним слоем в связи с невозможностью замены эффективного утеплителя. Для восстановления теплозащитных свойств таких стен требуются большие затраты на устройство, как правило, дополнительного наружного слоя утеплителя на фасаде здания.

При этом, перепад между температурой внутреннего воздуха в помещениях и температурой внутренних поверхностей стен часто превышает нормируемые величины (4 °С для жилых зданий и 4,5 °С для общественных зданий) [1], что вызывает повышение влажности стен и способствует появлению плесени. Увлажнение стен значительно снижает их теплозащитные свойства и экологическую безопасность. Кроме того, используемые эффективные утеплители в виде различных типов пенопластов и минеральной ваты в процессе эксплуатации выделяют токсические вещества, попадающие в окружающую среду и внутренние помещения зданий и наносящие вред здоровью людей. Также в холодный период времени при естественной вентиляции, как правило, не выполняются нормативные требования по воздухообмену в помещениях как следствие повышения герметичности используемых в настоящее время ограждающих конструкций, в том числе и светопрозрачных. Это приводит к повышению концентрации углекислого газа в помещениях, превышающей нормативные значения.

Задачей разработанного авторами решения является автоматизированное регулирование теплофизических свойств стены здания в зависимости от изменения погодных и эксплуатационных условий с повышением в холодный период теплозащитных свойств стены в несколько раз и снижение затрат на обеспечение требуемого воздухообмена в помещениях.

Вышеуказанный результат достигается тем, что предлагаемая энерго-сберегающая стена с регулируемыми теплозащитными свойствами содержит стену из традиционных стеновых материалов (монолитный бетон, кирпич, блоки из ячеистого бетона и т.п.) с внутренней воздушной прослойкой и слоем эффективного утеплителя, например из минеральной ваты, прилегающей к защитному наружному слою стены. Воздушная прослойка содержит натуральный или искусственный пух из расчета 1,2 – 3,6 килограмм на 1 м<sup>3</sup> объема воздушной прослойки и имеет в нижней части перфорированный трубопровод, подсоединенный к размещенному на внутренней грани стены устройству для подогрева и подачи воздуха из помещений в воздушную прослойку (воздушно-тепловые завесы, тепловентиляторы и т.п.) со скоростью, соответствующей скорости витания пуха (то есть скорости потока воздуха, при которой частицы пуха, находящегося в потоке, остаются во взвешенном состоянии, т.е. витают). В верхней части наружной части стены имеется клапан для удаления отработанного воздуха, а в нижней части клапан для притока свежего воздуха, соединенный с трубопроводом, проходящим через воздушную прослойку снизу вверх и имеющим выход в помещение через внутреннюю часть стены. Трубопровод для подачи свежего воздуха может быть выполнен в виде вертикальной трубы или в виде трубы в форме змеевика для повышения эффективности подогрева свежего воздуха при его движении снизу вверх. Для управления свойствами стены используется автоматизированная система, включающая датчики температуры, влажности, плотности и блок управления.

В результате использования предлагаемого технического решения в холодный период времени снижаются затраты на отопление здания и обес-

печение требуемого воздухообмена и оптимальных микроклиматических параметров в помещениях.

Энергосберегающая стена с регулируемыми теплозащитными свойствами работает в различных режимах. В теплый период времени автоматизированный блок управления 18 отключен и система находится в нерабочем состоянии. Пух 15 находится в нижней части стены в неподвижном состоянии. При достижении в холодный период времени температуры наружным воздухом заданных значений, автоматизированная система управления 18 включает и регулирует подачу теплого воздуха из помещения в воздушную прослойку 2 стены посредством перфорированного трубопровода 5 со скоростью, соответствующей скорости витания пуха (0,01–0,08 м/с в зависимости от свойств пуха).

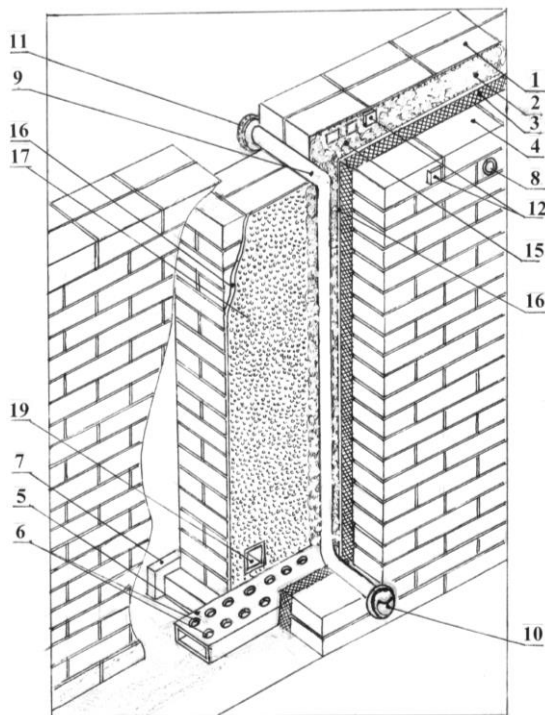
При этом пух, находящийся внизу воздушной прослойки, наполняется теплым воздухом, поднимается вверх и на определенное время стабилизирует свое положение во взвешенном состоянии с плотностью от 1,2 кг/м<sup>3</sup> до 3,6 кг/м<sup>3</sup> в зависимости от качества, вида и свойств пуха.

Известно, что на сегодня одним из самых лучших утеплителей (теплоизоляторов) и экологически безопасным является пух птиц, и самым высокоэффективным из них – пух северной птицы Гаги, имеющий в зависимости от плотности и благодаря уникальному строению коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,023\text{--}0,029 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$  ( $\lambda$  воздуха изменяется при атмосферном давлении в интервале температур от  $-20^\circ\text{C}$  до  $20^\circ\text{C}$  соответственно от  $0,0228 \text{ Вт}/\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$  до  $0,0259 \text{ Вт}/\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ ). Пушинки почти не имеют жестких элементов, они обладают маленькими размерами и могут сцепляться друг с другом. Благодаря этому пух представляет собой легкую, наполненную воздухом пространственную структуру, которая быстро восстанавливает первоначальный объем после сжатия. Низкая теплопроводность пуха в сочетании с минимальным весом делает его характеристики практически недостижимыми для современных искусственных и натуральных утеплителей.

Благодаря сложному ветвистому строению и уникальным упругим свойствам боронок пуха каждый элемент пуховой смеси ("пушинка") отталкивается друг от друга, образуя систему мельчайших воздушных каналов, обеспечивая тем самым высокую теплоизоляцию. При сжатии бороночки пуха легко сцепляются между собой, входят одна в другую, таким образом, пух при сжатии занимает малый объем, а также легко принимает первоначальную форму. Наряду с натуральным пухом, в настоящее время выпускается большой ассортимент искусственного пуха, например лебяжьего пуха, с высокими теплоизоляционными и экологическими свойствами.

Конструктивное решение стены позволяет повысить экологическую безопасность здания, так как стена является паропроницаемой и хорошо «дышит», т.е. хорошо выводит влагу (пар) из помещений наружу. Традиционные стены с внутренним слоем из эффективного утеплителя всегда в зимний период повышают свою влажность до 6–10 % в зависимости от свойств слоев стены и утеплителя (паропроницаемости, воздухопроницае-

мости) и в связи с этим значительно снижают свои теплозащитные функции. При циркуляции в воздушной прослойке теплого воздуха стена в зимний период не накапливает влагу и даже снижает свою влажность (высушивается) и благодаря этому повышает свои теплотехнические показатели. Пух благодаря теплоту потока воздуха находится в сухом состоянии.



**Рис. 1.** Общая схема конструктивного решения энергосберегающей стены с регулируемыми теплозащитными свойствами:

1 – стена из традиционных стеновых материалов (монолитный бетон, кирпич, блоки из ячеистого бетона и т.п.); 2 – внутренняя воздушная прослойка; 3 – слой эффективного утеплителя, например из минеральной ваты; 4 – защитный наружный слой стены; 5 – перфорированный трубопровод; 6 – отверстия; 7 – устройство для подогрева и подачи теплого воздуха (воздушно-тепловые завесы, тепловентиляторы и т.п.); 8 – клапан для выпуска отработанного воздуха; 9 – воздухопровод различной формы для подачи свежего воздуха; 10 – заборный клапан; 11 – приточный клапан;

12 – датчик температуры; 13 – датчик влажности; 14 – датчик плотности;

15 – натуральный или искусственный пух из расчета 1,2–3,6 килограмма на 1 м<sup>3</sup> объема воздушной прослойки; 16 – вертикальные слои с выступающими элементами в виде крючков; 17 – крючки различной формы (наподобие одной из поверхностей застежек-липучек); 18 – блок автоматизированного управления теплозащитными свойствами стены и воздухообменом; 19 – отверстие с клапаном для наполнения воздушной прослойки пухом и замены пуха после заданного срока

эксплуатации



Количество пуха определяется объемом воздушной прослойки. Например, для стены высотой 3 м и длиной 6 м с воздушной прослойкой 0,1 м понадобится всего от 2 до 6 кг пуха в зависимости от его вида и качества. Одним из наиболее существенных преимуществ предлагаемого технического решения, отличающихся новизной, является возможность замены пуха (или подобного по свойствам эффективного утеплителя), расположенного в воздушной прослойке, например через 10–20 лет эксплуатации стены, что невозможно осуществить при известных решениях многослойных стен с расположением утеплителя в качестве внутреннего слоя. Замена пуха происходит через отверстие 19 с клапаном в наружной или внутренней части стены с помощью пылесосных и задувных машин.

Согласно СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий» температурный перепад, °С, между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции не должен превышать нормируемых величин, установленных в таблице 5 [1].

При этом, перепад между температурой внутреннего воздуха в помещениях и температурой внутренних поверхностей стен часто превышает нормируемые величины (4 градуса для жилых зданий и 4,5 градуса для общественных зданий) [1], что вызывает повышение влажности стен и способствует появлению плесени в отдельных местах. Кроме того, используемые эффективные утеплители в виде различных типов пенопластов и минеральной ваты в процессе эксплуатации выделяют токсические вещества, попадающие в окружающую среду и внутренние помещения зданий и наносящие вред здоровью людей.

Предлагаемое конструктивное решение позволяет обеспечить температуру внутренней поверхности стены не только в пределах нормируемого перепада (4–4,5 °С), но и соответствующую температуре воздуха в помещениях, что значительно повышает ощущение комфорта людьми. Это обеспечивается работой блока управления 18 системой: при снижении температуры воздуха в воздушной прослойке ниже заданных значений (например, на 3–4 °С) сигнал поступает от датчика температуры 12, и включается устройство подогрева и подачи теплого воздуха в воздушную прослойку. При этом, теплый воздух при движении распушивает содержимое воздушной прослойки до однородной среды. При достижении высокой степени распушки подача теплого воздуха прекращается, и он остается в неподвижном заземленном состоянии в структуре пушинок. С учетом того, что воздушная прослойка с одной стороны ограничена внутренней частью 1 стены, температура которой соизмерима с температурой воздуха в помещении, а с другой стороны слоем эффективного утеплителя 3, остывание воздуха, заземленного в пушинках, происходит достаточно медленно (на 3–4°С в течение получаса). При снижении температуры до заданных значений, датчик температуры 12 подает сигнал для подачи подогретого воздуха. Таким образом поддерживается оптимальный температурно-влажностный режим наружной стены и исключается даже при самых низких температурах наружного воздуха снижение температуры внутренней

поверхности стены ниже так называемой точки «росы», при которой появляется конденсат и создаются условия для образования плесени.

На начальном этапе работы системы управления по измеренным значениям температуры наружного воздуха и в помещениях в блоке управления 18 выполняется расчет температуры и скорости движения воздуха в воздушной прослойке из условия обеспечения неподвижности пуха с заземленным в нем теплого воздуха.

На энергосберегающую стену с регулируемыми теплозащитными свойствами получен патент на изобретение [6].

### **Выводы**

1. Разработанная энергосберегающая стена с регулируемыми свойствами позволяет в автоматизированном режиме осуществлять регулирование теплофизических свойств ограждающей конструкции здания в зависимости от изменения погодных и эксплуатационных условий.

2. В холодный период теплозащитные свойства стены возрастают в 3-4 раза, снижаются затраты на отопление здания и обеспечение требуемого воздухообмена и оптимальных микроклиматических параметров в помещениях.

3. В процессе эксплуатации энергосберегающей стены появляется возможность замены пуха (или подобного по свойствам эффективного пухообразного утеплителя), расположенного в воздушной прослойке, через определенное время эксплуатации, что невозможно осуществить при традиционных конструктивных решениях многослойных стен с внутренним слоем из пенополистирольных плит или минеральной ваты.

### **Библиографический список**

1. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. 95 с.

2. Плотников В.В., Ботаговский М.В. Современные технологии теплозащиты зданий. Брянск: БГИТА, 2013. 164 с.

3. Кузнецов А.В., Мартиров В.Б. Многослойная стена с регулируемыми теплозащитными свойствами: пат. RU 118988, МПК, E04B 2/00, E04B 1/76, 27.03.2012.

4. Данилевский Л.Н. Теплоизоляционная система с управляемыми свойствами для пассивного дома // Архитектура и строительство. 1998 г. №3. С. 30–31.

5. Плотников В.В. Современные конструкционные, теплоизоляционные и отделочные материалы для стен энергоэффективных зданий. Брянск: БГИТА, 2013. 168 с.

6. Плотникова С.В., Плотников В.В. Энергосберегающая стена с регулируемыми теплозащитными свойствами: пат. RU 2732555, МПК, E04B 1/76, E04B 2/00, Опубликовано 21.09.2020, Бюл. №27.

## КИНЕТИЧЕСКИЕ ФАСАДЫ И ОГРАЖДАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ И ВОЗДУХООБМЕННЫХ ФУНКЦИЙ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

*Плотников В.В., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

*Плотникова С.В., инженер, ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

*Мартыненко А.Н., магистрант, ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

*Гришин Р.В., аспирант, ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

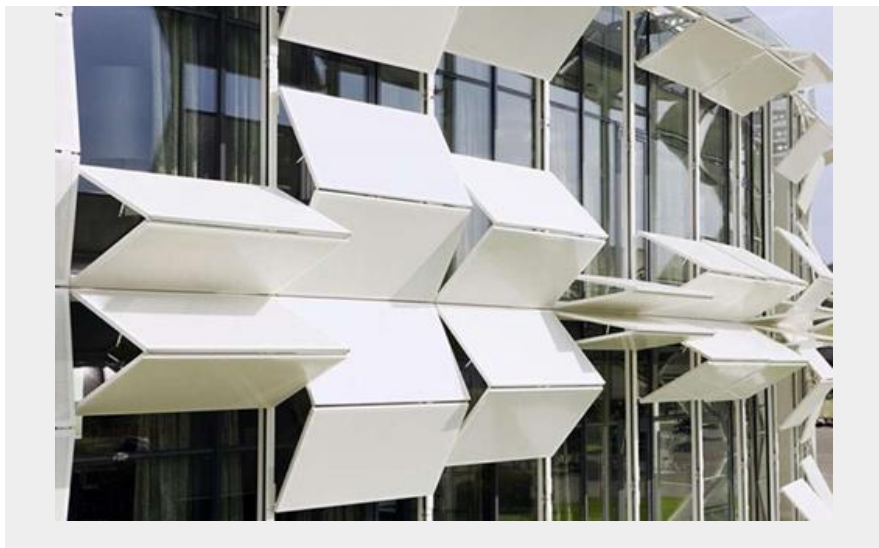
*Воццо О.В., аспирант, ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

*Кузнецов А.С., студент ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

Кинетические, динамические фасады, еще недавно красовавшиеся только в проектах архитекторов, сходят с презентационных буклетов на реальные улицы городов мира. Динамические фасады способны не только изменять архитектурный облик зданий, но и выполнять ряд дополнительных функций: контролировать освещение внутренних помещений, повышать теплозащиту зданий, обеспечивать требуемый воздухообмен и оптимальные параметры микроклимата и т.д. В качестве примера можно привести офисное здание Kiefer Technic Showroom в австрийской провинции Штирмарк, оборудованное динамическим фасадом, визуально более всего напоминающим горизонтально повернутые ставни (рис. 1 и 2).



**Рис. 1.** Офисное здание Kiefer Technic Showroom (Австрия)

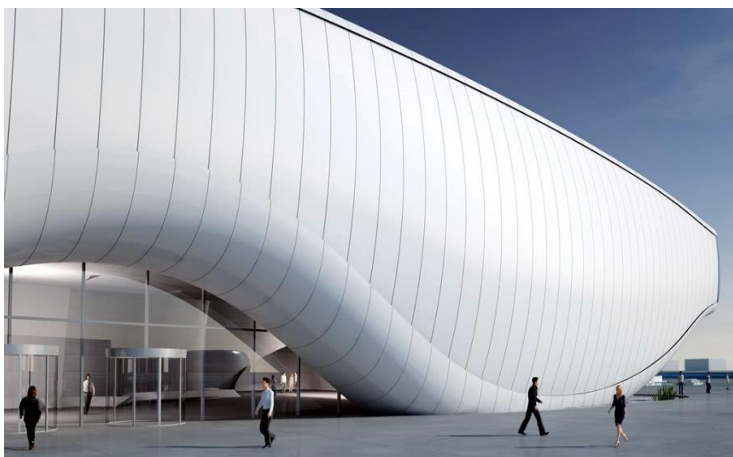


**Рис. 2.** Динамический фасад офисного здания Kiefer Technic Showroom (Австрия) в действии

Многослойные панели из перфорированного алюминия на фасаде здания управляются при помощи электроники, которая заставляет их скользить вдоль вертикальных направляющих. Таким образом, они могут закрываться и открываться в зависимости от потребностей находящихся внутри соответствующих помещений людей, также создавая затемнение. Возможно, это решение может показаться не самым удобным, в силу того что ставни совсем непрозрачны, но оно преследует не только удобство. Дело в том, что указанная компания специализируется на производстве современных фасадов для мебели, и разместить на фасаде аналог своей продукции - в сущности, интересный рекламный ход.

Выставочный павильон One Ocean в Южной Корее, разработанный компанией Soma, - еще один пример кинетического фасада, с помощью которого контролируется освещение и воздухообмен внутреннего пространства (рис. 3). Фасад длиной 140 м имеет переменную высоту от 3 до 13 м. Поверхность состоит из 108 кинетических ламелей, закрепленных на верхней и нижней кромках фасада.

Ламели состоят из армированного стекловолокном полимера, высокопрочного и эластичного, способного плавно изгибаться и возвращаться в исходное состояние. Система питается от солнечных батарей и управляется компьютером, каждая чешуйка может двигаться в индивидуальном порядке в пределах определенной логики движения всего фасада.



**Рис. 3.** Выставочный павильон One Ocean (Южная Корея)

Ярким примером кинетического фасада является адаптивный фасад башен Эль Бахр (Al Bahr) в Абу-Баби (ОАЭ), разработанный компанией Aedas Architects (рис. 3). Массивные элементы из стекловолкна поддерживаются отдельными рамками на расстоянии около 2 м от наружной стены. Все 2098 кинетических элемента фасада запрограммированы на снижение влияния солнечного света.

На рассвете фасадные элементы остаются закрытыми на восточной стороне здания и открытыми — на западной. На закате происходит обратное. 25-этажные здания Эль Бахр имеют самый большой в мире компьютеризированный адаптивный фасад.

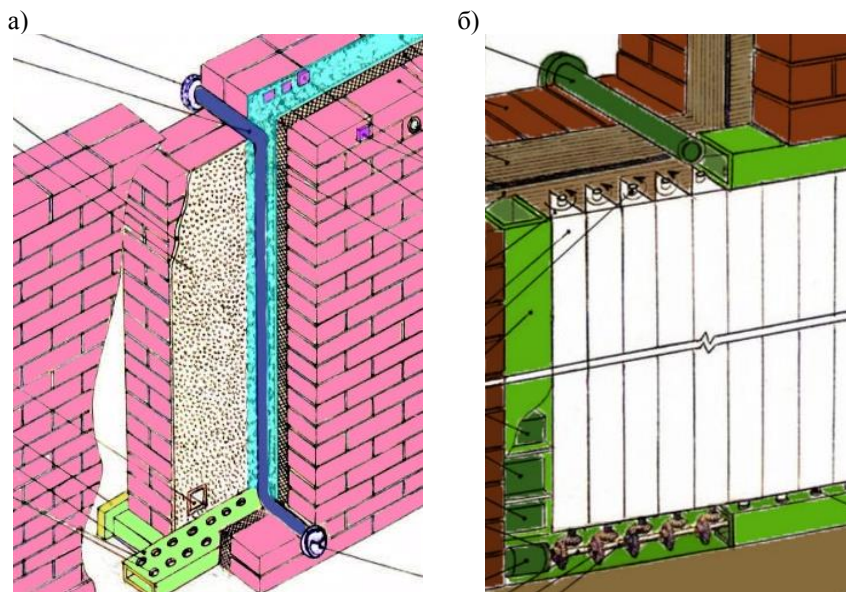
С каждым годом в мире появляются десятки новых оригинальных разработок динамических фасадов и ограждающих конструкций зданий, позволяющих во времени менять не только облик зданий, но и выполнять ряд дополнительных функций по регулированию освещения, теплозащиты здания, воздухообмена помещений и т.п.



**Рис. 4.** Фрагмент фасада башен Al Vahg в Абу-Баби (ОАЭ)

На кафедре «Строительное производство» ФГБОУ ВО «БГИТУ» одним из научных направлений является создание ограждающих конструкций, в том числе и динамических, с регулируемыми свойствами (рис. 5) [1, 2]. Нами разработано оригинальное конструктивное решение динамических ограждающих конструкций купольного здания и уникальная технология его возведения. Для нанесения быстротвердеющей композиции предусматривается использование 3-D принтера со специальной печатающей головкой. Для получения вяжущих композиций с регулируемыми сроками схватывания и высокими эксплуатационными свойствами для устройства ограждающих конструкций энергоэффективных купольных зданий используется роторно-пульсационный аппарат (РПА), на который получен патент на полезную модель [2]. Технология предусматривает устройство герметичной прослойки внутри оболочки купольного здания, в которой создается вакуумированное пространство для многократного повышения сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции. Купольное здание эксплуатируется в автоматизированном режиме: благодаря датчикам, реагирующим на снижение внешней температуры воздуха, происходит включение оборудования для обеспечения требуемого разряжения в герметичной прослойке оболочки купольного здания. Технология позволяет отказаться от использования традиционных теплоизоляционных материалов

типа различных видов пенопласта и минеральной ваты, которые не выдерживают критики с позиции долговечности и экологической безопасности.



**Рис. 5.** Энергосберегающая стена с регулируемыми теплозащитными свойствами (а) и динамический энергосберегающий фасад с изменяемыми свойствами (б)

Следует отметить, что купольные постройки, наряду с оригинальным внешним видом, имеют ряд эксплуатационных преимуществ: при одинаковых с постройками классических прямоугольных очертаний значениях полезной площади купольные дома имеют намного больший объем внутреннего пространства; минимальная площадь наружной поверхности при одинаковой с «прямоугольным» домом полезной площади внутренних помещений – залог меньшего рассеивания тепла в осенне-зимний период и меньшего поглощения тепла весной и летом; остекление купольного здания может быть произвольным вплоть до сплошного, а также открываются широкие возможности использования световодов; конструктивно сферический купол – очень прочное сооружение с высокой однородной теплозащитной оболочкой с отсутствием тяжелых перекрытий, системы стропил и отдельной кровли; купола отличаются идеальной аэродинамической обтекаемостью, вследствие чего способны успешно противостоять ураганным ветрам; за счет меньшей площади внешней поверхности внутрь купольного здания проникает меньше уличного шума.

На рисунке 6 показана экспериментальная установка для получения вакуума и исследования его влияния на теплозащитные свойства купольной оболочки.



**Рис. 6.** Общий вид экспериментальной установки для получения вакуума и исследования его влияния на теплозащитные свойства купольной оболочки

### **Выводы**

1. Наиболее инновационными разработками в настоящее время для снижения затрат на отопление и охлаждение зданий, обеспечение нормативного воздухообмена в помещениях является создание ограждающих конструкций, активно участвующих в осуществлении этих процессов.

2. Проведенные исследования подтвердили техническую возможность и экономическую эффективность регулирования теплотехнических свойств ограждающих конструкций купольных зданий за счет создания в вакуумной герметичной прослойке с изменяемыми свойствами.

### **Библиографический список**

1. Патент 2732555 Российская Федерация. Энергосберегающая стена с регулируемыми теплозащитными свойствами / Плотникова С.В., Плотников В.В. заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Брянский государственный инженерно-технологический университет (ФГБОУ ВО «БГИТУ»)). - № 2020101625; заявл. 16.01.2020; опубл. 21.09.2020 Бюл. № 27.

2. Патент 2 710 157 Динамический энергосберегающий фасад с изменяемыми свойствами / Плотникова С.В.; заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Брянский государственный инженерно-технологический университет (ФГБОУ ВО «БГИТУ»)).-№ 2019111584; заявл. 16.04.2019; опубл. 24.12.2019 Бюл. № 36.



# РАСЧЕТ ПОСТУПАЮЩЕЙ ПРЯМОЙ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ ПО ЧАСАМ СВЕТОВОГО ДНЯ

*Коркина Е.В., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»,  
ФГБУ «НИИСФ РААСН»*

*Войтович Е.В., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»  
Тюленев М.Д., аспирант, ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

Известен расчет поступления прямой солнечной радиации на вертикальные фасады здания, в котором исходными данными, являются значения интенсивности солнечной радиации, поступающей на горизонтальную поверхность и коэффициенты пересчета прямой солнечной радиации с горизонтальной поверхности на вертикальную,  $K_{гв}$  вычисленные из экспериментальных данных за весь период облучения фасада. Для расчета почасовых поступлений солнечной радиации эта методика нуждается в уточнении.

## **Введение**

При проведении расчета потребляемой зданием энергии на отопление и вентиляцию за отопительный период учитывается поступление солнечной радиации<sup>1,2</sup>. Теоретические основы расчета поступающей солнечной радиации для одиночно стоящего здания приведены в работах [1–3]. Расчет основан на справочных данных о прямой солнечной радиации, поступающей на горизонтальную поверхность, и коэффициента пересчета на вертикальную поверхность. Имеются предпосылки для уточнения этого расчёта путём учета влияния застройки на поступление солнечной радиации [4]. Общей особенностью методов [5–8], учитывающих влияния экранирующих элементов и зданий, является рассмотрение затенения Солнца по часам светового дня. Расчет поступления прямой радиации по часам светового дня представляется интересным сопоставить с расчетом, заложенным в нормативный документ<sup>1</sup> и основанном на экспериментальном определении коэффициентов пересчета [1, 3].

## **Расчёт коэффициента пересчёта, зависящего от истинного солнечного времени**

В работах [1, 4] показано, что коэффициент пересчёта определяется в зависимости от азимута и угловой высоты Солнца, которые в свою очередь зависят от истинного солнечного времени [1],  $t_{\odot}$ :

$$\begin{aligned} \sin h_{\odot}(t_{\odot}) &= \sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos \Omega(t_{\odot}); \\ \sin \psi_{\odot}(t_{\odot}) &= \frac{\cos \delta \sin \Omega(t_{\odot})}{\cos h_{\odot}(t_{\odot})}, \end{aligned} \quad (1)$$

<sup>1</sup> СП 345.1325800.2017 «Здания жилые и общественные. Правила проектирования тепловой защиты». М.: Минстрой России, 2017. 51 с.

<sup>2</sup> СП 50.13330.2012 «Тепловая защита зданий». Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. М.: Минрегион России, 2012. 100 с.

где  $\varphi$  – широта места,  $\delta$  – склонение Солнца для заданного дня вычислений,  $\Omega(t_{\odot})$  — часовый угол Солнца в данный момент времени, отсчитываемый от момента истинного полдня ( $\Omega$  считается положительным при отсчете в направлении часовой стрелки), зависящий от истинного солнечного времени  $t_{\odot}$ .

Тогда коэффициент пересчёта зависит от истинного солнечного времени:

$$K_{ГВ}^{\alpha}(t_{\odot}) = \frac{\cos \psi(t_{\odot})}{\operatorname{tg} h_{\odot}(t_{\odot})}. \quad (2)$$

Из формул (1–2) следует, что коэффициент  $K_{ГВ}^{\alpha}(t_{\odot})$  зависит как от ориентации фасада, так и от истинного солнечного времени.

Тогда прямая радиация, поступающая на вертикальную поверхность рассчитывается из коэффициента пересчета с горизонтальной поверхности на вертикальную  $K_{ГВ}^{\alpha}(t_{\odot})$  и справочных данных [9], зависящих от истинного солнечного времени  $S^{\text{Гор}}(t_{\odot})$ :

$$S^{\text{Вер}}(t_{\odot}) = K_{ГВ}^{\alpha}(t_{\odot}) \cdot S^{\text{Гор}}(t_{\odot}). \quad (3)$$

Формула (2) в совокупности с формулой (3) представляет собой последовательность расчета поступающей солнечной радиации на вертикальную поверхность по часам светового дня.

### Расчёт поступающей солнечной радиации с использованием почасовых и экспериментально полученных коэффициентов пересчёта

Для проведения почасового расчета поступающей солнечной радиации проводятся расчёты коэффициентов пересчёта,  $K_{ГВ}^{\alpha}(t_{\odot})$ , по формуле (2) для г. Москвы (56 ° с.ш.) для четырёх основных румбов (см. таблицы 1-3). Расчёты коэффициентов пересчёта проведены для 15-го числа каждого месяца года. Для сравнения в таблицах 1-3 приведены коэффициенты пересчёта  $K_{ГВ}^{\alpha}$ , полученные из экспериментальных значений и представленные в работе [3].

Таблица 1

**Коэффициенты пересчета: почасовые  $K_{ГВ}^{\alpha}(t_{\odot})$  (формула (2)), экспериментальные  $K_{ГВ}^{\alpha}$  из работы [3], для 15-го числа каждого месяца при северной ориентации фасада (56° с.ш.)**

$t_{\odot}$ , ч	Коэффициенты пересчёта, $K_{ГВ}^{\alpha}(t_{\odot})$ и $K_{ГВ}^{\alpha}$ , для месяцев года				
	IV	V	VI	VII	VIII
$K_{ГВ}^{\alpha}(t_{\odot})$					
4–5		7,44	3,90	4,71	
5–6			1,23	1,29	
19–20			3,90	4,71	
$K_{ГВ}^{\alpha}$					
-	0,02	0,08	0,12	0,1	0,04

Таблица 2

Коэффициенты пересчета: почасовые  $K_{ГВ}^2(t_{\odot})$  (формула (2)), экспериментальные  $K_{ГВ}^3$  из работы [3], для 15-го числа каждого месяца при восточной (В) и западной (З) ориентации фасада (56° с.ш.)

$t_{\odot}$ , ч (В, З)	Коэффициенты пересчёта, $K_{ГВ}^2(t_{\odot})$ и $K_{ГВ}^3$ , для месяцев года											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$K_{ГВ}^2(t_{\odot})$												
4–5 (В), 19–20 (З)						6,46						
5–6 (В), 18–19 (З)					4,74	3,49	3,88					
6–7 (В), 17–18 (З)				4,62	2,79	2,31	2,47	3,51				
7–8 (В), 16–17 (З)			5,07	2,60	1,86	1,62	1,70	2,18	3,57			
8–9 (В), 15–16 (З)		5,22	2,57	1,65	1,27	1,14	1,19	1,44	2,06	3,64		
9–10 (В), 14–15 (З)	4,99	2,38	1,48	1,04	0,84	0,76	0,79	0,93	1,25	1,90	3,63	
10–11 (В), 13–14 (З)	1,96	1,17	0,79	0,58	0,48	0,44	0,45	0,53	0,68	0,97	1,59	2,40
$K_{ГВ}^3$												
-	0,84	0,66	0,64	0,58	0,54	0,52	0,53	0,56	0,64	0,68	0,83	0,9

Таблица 3

Коэффициенты пересчета: почасовые  $K_{ГВ}^2(t_{\odot})$  (формула (2)), экспериментальные  $K_{ГВ}^3$  из работы [3], для 15-го числа каждого месяца при южной ориентации фасада (56° с.ш.)

$t_{\odot}$ , ч	Коэффициенты пересчёта, $K_{ГВ}^2(t_{\odot})$ и $K_{ГВ}^3$ , для месяцев года											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$K_{ГВ}^2(t_{\odot})$												
7–8, 16–17				0,62	0,26	0,13	0,18	0,41	1,11			
8–9, 15–16			1,71	0,85	0,50	0,38	0,42	0,66	1,23	2,69		
9–10, 14–15		3,07	1,65	0,96	0,64	0,52	0,57	0,79	1,28	2,30		
10–11, 13–14	5,04	2,72	1,62	1,02	0,72	0,60	0,64	0,86	1,31	2,15	3,95	
11–12, 12–13	4,46	2,59	1,61	1,04	0,75	0,64	0,68	0,89	1,32	2,09	3,62	5,38
$K_{ГВ}^3$												
-	0,84	0,66	0,64	0,58	0,54	0,52	0,53	0,56	0,64	0,68	0,83	0,9

Произведено вычисление прямой солнечной радиации, поступающей на вертикальную поверхность по формуле (3) при средних условиях облачности по часам светового дня, затем данные просуммированы за период облучения,  $S_{обл}^4$ , МДж/м<sup>2</sup>С. Аналогично получены значения, основанные на экспериментально полученных данных  $K_{ГВ}^3$  из [3], при средних условиях облачности  $S_{обл}^3$ . В таблице 4 приведена относительная разница значений прямой радиации с использованием расчетных и экспериментальных значений коэффициентов пересчета,  $S_{обл}^4$  и  $S_{обл}^3$ .

Таблица 4

**Относительная разница значений прямой радиации с использованием почасовых расчетных ( $K_{ГВ}^4$ ) и полученных из эксперимента ( $K_{ГВ}^3$ ) значений коэффициентов пересчета,  $S_{обл}^4$  и  $S_{обл}^3$ , соответственно**

Ориентация фасада	Относительная разница $\frac{(S_{обл}^4 - S_{обл}^3)}{S_{обл}^3} \cdot 100\%$ для месяцев года											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
север					89,6	49,1	45,4					
восток	27,6	18,7	12,3	9,5	-0,2	-2,4	-0,5	11,4	15,4	22,5	22,6	66,7
юг	15,7	9,9	0,6	-0,8	-2,2	2,6	1,6	2,7	0,3	1,7	29,2	50,3
запад	43,6	18,1	17,4	4,6	6,9	4,6	11,8	15,6	18,9	16,7	31,7	52,2

Из данных таблицы 4 следует, что значения прямой радиации, полученные с использованием расчетных данных наиболее близки к полученным с использованием экспериментальных данных для южной ориентации фасада в более теплый период года, при этом наименьшая абсолютная величина относительной разницы составляет 0,3 %. Значения относительной разницы для восточной и западной ориентаций наиболее малы лишь с мая по июль, при этом наименьшая абсолютная величина составляет 0,2 % и 4,6 %, соответственно. Наибольшая относительная разница между экспериментальными и расчетными данными наблюдается для северной ориентации в летние месяцы (до 90 %), а также в зимние месяцы для трех остальных рассматриваемых ориентаций (до 67 %).

Тогда, результаты почасового расчета поступающей прямой солнечной радиации близки к таковым, выполненным по экспериментальным данным, лишь при условии длительного и интенсивного облучения фасада. Данное обстоятельство можно объяснить тем, что именно такие условия способствуют наиболее точному определению коэффициента пересчета, полученного из эксперимента, и, следовательно, его дальнейшее применение в расчёте дает значение солнечной радиации, наиболее близкое к определяемому расчётом по часам с дальнейшим суммированием. В иных же случаях (при небольшой длительности и интенсивности поступающей радиации) экспериментальное определение коэффициента пересчета, видимо, являет-

ся недостаточно точным, а расчеты поступающей солнечной радиации с его использованием - завышенными.

В связи с рассмотренными обстоятельствами, представляется более точным использовать почасовой расчет поступления прямой солнечной радиации на фасад заданной ориентации с использованием почасовых значений коэффициентов пересчета, при этом особенности климата учитывать посредством использования справочных данных о почасовом поступлении радиации на горизонтальную поверхность.

### **Заключение**

Проведен расчёт почасовых коэффициентов пересчёта и поступающей солнечной радиации с их использованием для четырёх основных ориентаций фасада. Проведено сравнение полученного значения солнечной радиации с таковым, полученным с применением коэффициентов пересчёта, определенных из экспериментальных значений и заложенных в нормативные документы.

Показано, что расчеты близки для месяцев охладительного периода года для южной, восточной и западной ориентаций и значительно разнятся для месяцев отопительного периода с завышением значений, рассчитанных по методике нормативного документа. Таким образом, для рассмотренного примера наиболее целесообразно использовать предложенный в данной работе расчет почасовых значений коэффициентов и прямой солнечной радиации, поступающей на фасад заданной ориентации.

### **Библиографический список**

1. Кондратьев К.Я., Пивоварова З.И., Федорова М.П. Радиационный режим наклонных поверхностей. Ленинград: Гидрометеиздат, 1978. 170 с.
2. Круглова А. И. Климат и ограждающие конструкции. Москва: Стройиздат, 1970. 166 С.
3. Пивоварова З.И. Характеристика радиационного режима на территории СССР применительно к запросам строительства // Труды ГГО, 1973 г. Вып.321. 128С.
4. Коркина Е.В., Горбаренко Е.В., Гагарин В.Г., Шмаров И.А. Основные соотношения для расчета облучения солнечной радиацией стен отдельно стоящих зданий. // Жилищное строительство. 2017. №6. С. 27–33.
5. Коркина Е.В. Графический метод расчета поступающей на фасад прямой солнечной радиации при наличии противостоящего здания // Вестник МГСУ. 2019. Т. 14. Вып. 2. С. 237–249. DOI: 10.22227/1997-0935.2019.2.237-249.
6. Esquivias P. M., Moreno D., Navarro J. Solar radiation entering through openings: Coupled assessment of luminous and thermal aspects // Energy and Buildings. V. 175. 15 September 2018. P. 208-218.
7. Kontoleon, K. J. Energy Saving Assessment in Buildings with Varying Façade Orientations and Types of Glazing Systems when Exposed to Sun. In

International Journal of Performability Engineering. 2013. Vol. 9. No. 1. pp. 33–48.

8. Levinson R. Using solar availability factors to adjust cool-wall energy savings for shading and reflection by neighboring buildings // Solar Energy. 2019. Vol. 180. pp. 717–734.

9. Научно-прикладной справочник по климату СССР. Серия 3. Многолетние данные. Части 1-6, вып. 1-34. - Санкт-Петербург: Гидрометеозидат, 1989–1998.

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА, УДАЛЯЕМОГО ИЗ КВАРТИРЫ МНОГОЭТАЖНОГО ЖИЛОГО ДОМА**

*Новосельцев Б.П., к.т.н., проф., ФГБОУ ВО «Воронежский ГАСУ»*

При наладке систем вентиляции часто встречаются случаи, когда необходимо определить расход воздуха, удаляемого через вытяжную жалюзийную решетку, например через жалюзийную решетку, которая размещена на кухне жилого многоэтажного дома. Фактический расход воздуха в системах вентиляции и, в частности, в живом сечении местного отсоса, жалюзийной решетке или в воздуховоде вычисляется по значению средней скорости, определенной на основании замеренной величины динамического давления (измерение скорости движения воздуха может осуществляться и термоанемометром или другим прибором с показом мгновенной скорости) [1].

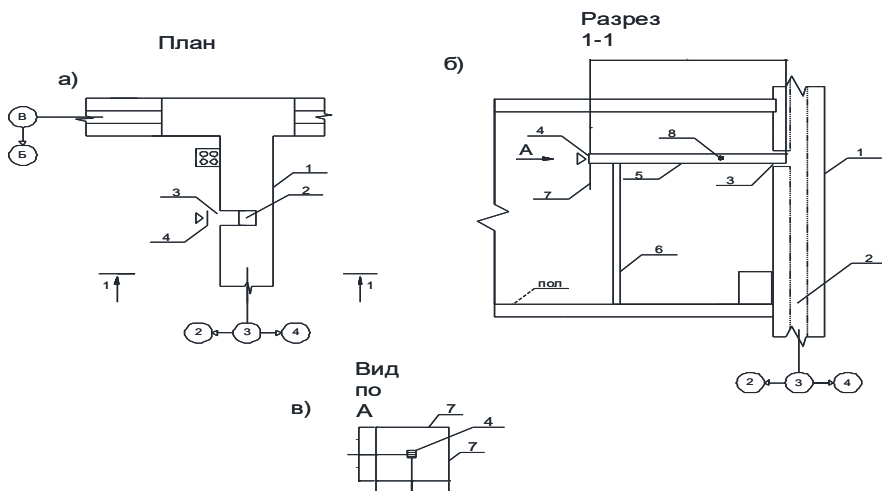
В настоящее время общепринятой и достоверной методики определения расхода воздуха, удаляемого через жалюзийную решетку, установленную непосредственно на стене, нет.

В работе [2] показано, что в подобных случаях датчик динамического давления или скорости можно разместить в вытяжном канале на прямолинейном участке и, на основании полученных результатов, вычислить фактический расход воздуха. Однако, определение расхода воздуха, удаляемого через вытяжную жалюзийную решетку, значительно усложняется, если разместить датчик динамического давления (скорости) в вытяжном канале на верхнем этаже (в другой квартире) по ряду причин не удастся.

На рис. 1, а показан фрагмент плана кухни квартиры; во внутренней стене 1 размещен вытяжной вентиляционный канал 2; удаляемый воздух поступает в канал через отверстие 3, закрытое жалюзийной решеткой 4.

На наш взгляд определить расход удаляемого воздуха можно следующим образом. Необходимо демонтировать жалюзийную решетку 4 (рис. 1, а), а в отверстие 3 вставить один конец воздуховода 5 прямоугольной формы (рис. 1, б). Ширина и высота воздуховода 5 должны быть равны соответствующим размерам жалюзийной решетки 4. Воздуховод 5 следует углубить в отверстие 3 на толщину стенки канала или несколько меньше.

Щель между воздухопроводом 5 и стенкой канала 2 следует тщательно уплотнить, чтобы не было подсоса воздуха.



**Рис. 1.** Схема производства замеров удаляемого воздуха:

- а – фрагмент плана кухни квартиры; б – разрез 1-1; в – вид по стрелке А;  
 1 – внутренняя стена дома; 2 – вытяжной канал; 3 – отверстие для входа воздуха;  
 4 – жалюзийная решетка; 5 – воздухопровод; 6 – штанга; 7 – экран;  
 8 – место установки датчика динамического давления (скорости)

На наш взгляд определить расход удаляемого воздуха можно следующим образом. Необходимо демонтировать жалюзийную решетку 4 (рис. 1, а), а в отверстие 3 вставить один конец воздухопровода 5 прямоугольной формы (рис. 1, б). Ширина и высота воздухопровода 5 должны быть равны соответствующим размерам жалюзийной решетки 4. Воздуховод 5 следует углубить в отверстие 3 на толщину стенки канала или несколько меньше. Щель между воздухопроводом 5 и стенкой канала 2 следует тщательно уплотнить, чтобы не было подсоса воздуха.

Воздуховод 5 можно выполнить из металла или любого строительного материала. Длина воздухопровода  $L$  должна быть не менее 7 калибров (за калибр можно принять эквивалентный диаметр по скорости или больший размер жалюзийной решетки). Для поддержания воздухопровода 5 в горизонтальном положении на время проведения замеров можно использовать штангу 6. К свободному концу воздухопровода 5 следует присоединить ранее демонтированную жалюзийную решетку 4 (в случае необходимости решетку следует очистить от различных отложений). Сечение для размещения датчика динамического давления (или датчика скорости) выбирают на прямом участке воздухопровода 5 на расстоянии не менее четырех калибров за местным сопротивлением и не менее двух калибров до последующего местного сопротивления; на рис. 1, б – это точка 8. Для создания одинаковых условий подтекания и всасывания воздуха в жалюзийную решетку 4

(рис. 1, б) необходимо на торец воздуховода 5 вплотную к жалюзийной решетке 4 установить экран 7 квадратной формы, со стороной  $4h$  (рис. 1, в), где  $h$  – высота жалюзийной решетки. Если жалюзийная решетка размещена близко к потолку, то размер экрана (по высоте) может быть принят и меньше, чем  $4h$ , но в этом случае экран должен плотно прилегать к потолку помещения. Оценим влияние описанного конструктивного решения на точность измерения расхода удаляемого воздуха. Известно, что расход перемещаемого по воздуховодам воздуха зависит от потерь давления. Потери давления на местные сопротивления определяют, умножая значения коэффициентов местных сопротивлений на величину динамического давления.

При установке жалюзийной решетки непосредственно на стене, учитывают следующие коэффициенты местных сопротивлений: вход в жалюзийную решетку и поворот на  $90^\circ$ . Потери давления на трение в жалюзийной решетке учтены коэффициентом местного сопротивления. При установке жалюзийной решетки на воздуховоде 5 (рис. 1, б) сумма коэффициентов местных сопротивлений остается без изменения, т.е. вход в жалюзийную решетку и поворот на  $90^\circ$  в канале 2 (рис. 1, б). Следовательно, потери давления на местные сопротивления будут одинаковы. Однако, в этом случае добавляются потери давления на трение воздуховоде 5. Располагаемое давление в системе вентиляции для помещений верхнего этажа имеет минимальное значение. Например, если принять температуру внутреннего воздуха 20, высоту чердака 3,4 м, толщину перекрытия 0,4 м, высоту вытяжной шахты на 0,5 м выше конька крыши, а установку жалюзийной решетки на 0,2 м ниже потолка помещения, то при принятых значениях указанных величин располагаемое естественное давление равно 2,96 Па. Величину потерь на трение в воздуховоде 5 можно оценить следующим образом: скорость движения воздуха в живом сечении жалюзийной решетки при проектировании принимается не больше 1 м/с, а скорость движения воздуха в воздуховоде 5 будет значительно меньше (при живом сечении решетки 0,6) и составит около 0,6 м/с. Например при расходе удаляемого воздуха  $75 \text{ м}^3/\text{ч}$  через решетку АМН 100х300 (эквивалентный диаметр воздуховода по скорости равен 180 мм), удельные потери давления на трение составят 0,0682 Па/м [3]; при длине воздуховода 1,5 м, потери на трение – 0,1 Па, а это составляет всего 3,49 % от расчетного давления; полученная величина значительно меньше 10 % и ею можно пренебречь.

#### Библиографический список

1. Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирование воздуха. Справочное пособие / Б.А. Журавлев и др. – М.: Стройиздат, 1980.-448 с.
2. Новосельцев Б.П. Определение расхода вентиляционного воздуха в жилых многоэтажных домах при действии естественной вентиляции / Б.П. Новосельцев // Строительная физика. Система обеспечения микроклимата и энергосбережение в зданиях: Сб. ст. – М.: МГСУ, 2014. – 266с.



3. Внутренние санитарно-технические устройства: Справочник проектировщика в трех частях: часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 2. М.: Стройиздат, 1992. – 246 с.

## ПОГРАНИЧНЫЕ СЛОИ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ И ТЕРМИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ СТЕНОВЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

*Мусорина Т.А., ассистент ВШГиЭС, ИСИ, ФГАОУ ВО «СПбПУ»*

*Петриченко М.Р., д.т.н., проф. ВШГиЭС, ИСИ, ФГАОУ ВО «СПбПУ»*

*Заборова Д.Д., ассистент ВШГиЭС, ИСИ, ФГАОУ ВО «СПбПУ»*

Ошибки при оценке теплотехнических характеристик строительных конструкций могут привести к чрезмерному увеличению активного термического сопротивления, к усложнению конструкции стенового ограждения, а также увеличению капитальных затрат. Игнорирование реактивным сопротивлением стенового ограждения может привести к увеличению эксплуатационных расходов, например, к избыточным затратам на отопление зданий и сооружений, к их «перетопу» [1–9].

Понятие о пограничном слое решения естественно возникает в теории уравнений как мера множества, на котором сосредоточено решение. Точнее, пусть  $T(t, y)$  – распределение температуры,  $y \in Y$  – некоторое множество значений координаты  $y$ , например, промежуток  $0 < y < h$ ,  $T(t, 0) = T_0(t)$  – предельное значение температуры,  $h$  – протяженность (мера) области. Тогда толщина пограничного слоя температуры определяется как носитель граничной температуры  $T_0$ :

$$\delta_T := \text{supp}(T_0) = \frac{1}{T_0} \int_0^h T(t, y) dy.$$

Если  $T_0(t) \geq T(t, y)$  равномерно по  $t$  то  $\delta_T \leq h$ . Если  $\delta_T \ll h$ , область термически толстая, иначе – термически тонкая. И точно также вводится понятие о тепловом пограничном слое, как мере множества, на котором сосредоточен граничный тепловой поток:

$$\delta_q = \text{supp}(q_0) = \frac{1}{q_0(t)} \int_0^h q(t, y) dy.$$

Для распределений температуры с конечным порядком (убывания) не меньше 1, всегда  $\delta_q \geq \delta_T$ , т.е. толщина температурного пограничного слоя не превосходит толщины теплового пограничного слоя (носитель потока тепла толще носителя температуры). Например, пусть  $h = \infty$  и распределение температуры имеет вид:

$$T(y) = \int_y^\infty \exp(-z^m) dz = 1/m\gamma(1/m, y^m),$$

и тогда  $T_0 = \Gamma\left(\frac{m+1}{m}\right)$ ,  $m > 0$ ,  $\gamma(1/m, y^m)$  – неполная гамма-функция,  $\gamma(1/m, 0) = \Gamma(1/m)$ . Далее, распределение производной от температуры, взятой с обратным знаком, есть:

$$q = \exp(-y^m), q_0 = 1.$$

Тогда  $\delta_\tau = \frac{\Gamma(2/m)}{\Gamma(1/m)}$ ,  $\delta_q = \Gamma\left(\frac{m+1}{m}\right)$ , и, окончательно:

$$H_m := \delta_q / \delta_\tau = \frac{(\Gamma(1/m))^2}{m\Gamma(2/m)} = \frac{\sqrt{\pi}}{2^{2/m-1}} \frac{\Gamma(1/m+1)}{\Gamma(1/m+1/2)}.$$

Эта формула приводится в [10], только вместо  $\pi^{1/2}$  *ошибочно* написано  $\pi$ . Например, если  $m = 2$ , отношение толщин пограничных слоев равно  $\pi/2$ . В общем случае, очевидно:  $H_m \rightarrow 2 - 0$ ,  $H_1 = 1$ ,  $H_0 = 0$ , т.е., при увеличении порядка распределения температуры отношение толщин пограничных слоев монотонно возрастает и предельное значение этого отношения (для  $\delta$ -образного распределения температуры) равно 2.

В общем случае для одномерного нестационарного распределения температуры справедливы равенства в форме Лиувилля, [11]. Распределение температуры вдоль теплового потока (вдоль оси  $y > 0$ ) имеет вид:

$$T(t, y) = \exp(-y\partial_t^{1/2})T_0(t).$$

Для распределения теплового потока справедливо равенство:

$$q(t, y) = \partial_t^{1/2} \exp(-y\partial_t^{1/2})T_0(t), q_0(t) = \partial_t^{1/2}T_0(t),$$

и тогда:

$$\begin{aligned} \delta_\tau &= \frac{\partial_t^{-1/2}}{T_0(t)} T_0(t), \\ \delta_q(t) &= \frac{T_0(t)}{\partial_t^{1/2} T_0(t)}, \\ H &= \frac{\|T_0^2\|}{\|\partial_t^{1/2} T_0\| \cdot \|\partial_t^{-1/2} T_0\|}. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь:

$$\partial_t^{-1/2} f(t) := \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_0^t \frac{f(\tau)}{\sqrt{t-\tau}} d\tau = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\sqrt{t}} f(t-z^2) dz, \partial_t^{1/2} f(t) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \frac{d}{dt} \int_0^t \frac{f(\tau)}{\sqrt{t-\tau}} d\tau$$

определение производных порядка  $\pm 1/2$ ,  $\tau, z$  – переменные интегрирования.

Справедливо следующее утверждение: выражения (1) не зависят от рода предельных условий на температуру; неравенство  $H \geq 1$  выполняется для любого рода предельных условий. Например, для условия рода 3 с числом Био  $\beta(t)$  и температурой внешнего источника  $T_e(t)$  распределение температуры имеет вид:

$$\begin{aligned}
 q + \beta(T_\varepsilon - T_0) &= 0, (\beta - \partial_t^{1/2})T_0 = \beta T_\varepsilon, \\
 T_0 &= (\beta - \partial_t^{1/2})^{-1}(\beta T_\varepsilon), \\
 T(t, y) &= \exp(-y\partial_t^{1/2})T_0(t) = \exp(-y\partial_t^{1/2})(\beta - \partial_t^{1/2})^{-1}(\beta T_\varepsilon), \\
 q(t, y) &= \partial_t^{1/2} \exp(-y\partial_t^{1/2})(\beta - \partial_t^{1/2})^{-1}(\beta T_\varepsilon), q_0(t) \\
 &= \partial_t^{1/2}(\beta - \partial_t^{1/2})^{-1}(\beta T_\varepsilon).
 \end{aligned}$$

Вместо  $T_0(t)$  в (1) подставляется  $T_0(t) = (\beta - \partial_t^{1/2})^{-1}(\beta T_\varepsilon)$ . Если  $\beta(t)$  велико,  $\beta(t) \gg 1$  или даже  $\beta(t) = O(1)$ , то вместо  $T_0(t)$  в формулы (1) можно подставлять температуру  $T_\varepsilon(t)$  внешнего источника тепла.

### Примеры

1. Неоднородная стенка, одномерный поток тепла, стационарный режим. Распределение температуры на промежутке  $0 < y < h$  имеет вид:

$$\theta := \frac{T_h - T}{T_h - T_c} = \frac{r}{\mathfrak{R}_a},$$

где  $\mathfrak{R}_a := \int_0^h \frac{dy}{\lambda(y)}$  – активное термическое сопротивление всей стены;

$r := \int_0^y \frac{dz}{\lambda(z)}$  – активное термическое сопротивление участка  $0 < z < y \leq h$ ,  $r \leq \mathfrak{R}_a$ ;

$T_{h,c}$  – температуры в точках  $y = 0$ ,  $y = h$  соответственно.

Величина же плотности теплового потока постоянна поперек стены и равна  $q = q_0 = \frac{T_h - T_c}{\mathfrak{R}_a}$ . Толщина пограничного слоя потока тепла  $\delta_q = h$ .

Толщина температурного пограничного слоя определяется так:

$$\begin{aligned}
 \frac{\delta_T}{h} &= \frac{T_c}{T_h} \left( 1 - \int_0^1 \eta dp \right) \leq 1 - \int_0^1 \eta dp < 1 \\
 \eta &:= y/h \in [0, 1], \rho := r/\mathfrak{R}_a \in [0, 1].
 \end{aligned}$$

В случае однородной стены  $\rho = \eta$  и  $\delta_T \leq h/2$ . Неравенство  $\frac{\delta_q}{\delta_T} \geq 1$  интерпретируется просто.

Толщины температурного,  $\delta_T$ , и теплового  $\delta_q$  пограничных слоев в долях толщины стены суть площади фигур под графиками. Тогда справедливы следующие утверждения:

- отношение  $H := \delta_q/\delta_T$  для распределения температуры, выпуклого вниз, чем для распределения, выпуклого вниз. Следовательно, для увеличения  $H$  необходимо теплопроводные слои размещать вблизи «горячей», имеющей температуру  $T_h$  грани стены, а теплоизоляционные слои смещать к холодной грани стены. Частное  $H$  равно отношению  $\mathfrak{R}/\mathfrak{R}_a$  полного  $\mathfrak{R}$  и активного  $\mathfrak{R}_a$  сопротивлений стены. Значит, стена с теплопроводными несущими слоями, смещенными к горячей грани более теплоустойчива (обладает большей емкостью и инерцией), чем стена с теплоизоляцией горячей грани.

2. В какой мере конфигурация стены искажает одномерное температурное поле? Как влияет конфигурация стены на искажение одномерного температурного поля? Влияние ребер и кривизны граничных поверхностей опускаем. Эти вопросы решаются стандартными методами теории функций.

Рассмотрим полосу  $\Pi := (x, y: |x| < \infty, 0 < y < h)$ . Эта область стилизует (однородную) стену толщиной  $h$ , с продольным размером  $L \gg h$ . Внутри полосы  $\Pi$  выполняется уравнение Лапласа для температуры,  $\nabla^2 T = 0$ . Если распределение температуры на ординатах  $y = 0, y = h$  однородное (температуры постоянные на обеих границах полосы), то решение не зависит от продольной координаты  $x$ .

Предельная задача рода 1 ставится так. В области  $\Pi$  выполняется уравнение Лапласа, на прямых  $y = 0, y = h$  заданы температуры:

$$T(x, 0) - T_0(x) = T(x, h) - T_1(x) = 0, \quad (2)$$

причем  $T_i \in L_1^{(loc)}(E_1), i=0, 1$ . Решение предельной задачи Дирихле (3) имеет вид:

$$T(x, y) = \operatorname{cosec}(h\partial_x) (\sin((h-y)\partial_x) T_0(x) + \sin(y\partial_x) T_1(x)) \quad (3)$$

Пусть в формуле (3)  $h\|\partial_x\| \ll 1$ . Тогда, в силу формулы (3):

$$T(x, y) = (1 - y/h) T_0(x) + y/h T_1(x). \quad (3_1)$$

Значит, в «тонкой» стене выполняется локальный принцип Сен-Венана: распределение температуры в стене по координате  $y$  можно рассчитать по одномерной схеме, используя локальный перепад температуры в сечении  $x = \text{const}$ . Усиление принципа Сен-Венана: если  $\partial_x^s T_i(x) = 0, s > 1$ , то формула (3<sub>1</sub>) остается в силе. Иначе, если распределения температур на прямых (на гранях)  $y = 0$  и  $y = h$  близко к линейному распределению, то принцип Сен-Венана применим и влиянием краевых искажений температурного поля можно пренебречь: тепловой поток сохраняет одномерность, распределение температуры поперек стены линейное.

3. Случай термически толстой стены стилизуется решением предельной задачи для полуплоскости  $|x| < \infty, y > 0$ . Так, решение предельной задачи Дирихле, ограниченное на  $\infty$  имеет вид:  $T(x, y) = \exp(\pm iy\partial_x) T_0(x)$ ,  $T_0(x) := T(x, 0)$  – распределение температуры по границе. Тогда:

- отношение толщин пограничных слоев  $H$  составит:

$$- H = \frac{\|\tau_0^s\|}{\|\partial_x \tau_0\| \|\partial_x^{-1} \tau_0\|} \geq 1,$$

$$- \partial_x T_0 = dT_0/dx, \partial_x^{-1} T_0(x) = \int_{-\infty}^x T_0(z) dz;$$

- активное термическое сопротивление  $\mathfrak{R}_a$  термически толстой стены в  $2^{1/2}$  раз меньше термического сопротивления термически тонкой стены такой же толщины при таком же перепаде температуры. Это свойство обусловлено «растеканием» теплового потока вдоль оси  $x$ : в тонкой стене тепловой поток канализируется поперек стены, в толстой появляется еще одна степень свободы. Легко доказать, что обе компоненты вектора теплового потока  $q_x, q_y$ , одинаковы. Поэтому при неизменных условиях, перечисленных выше, термически толстая стена обладает большим реактивным сопротивлением (лучше накапливает тепло и обладает большей тепловой инерцией), чем термически тонкая стена.

#### Библиографический список

1. Козлов В.В. Вопросы точности расчета приведенного сопротивления теплопередаче и температурных полей // Строительство и реконструкция. – 2018. – № 3 (77). – С. 62–74.
2. Гамаюнова О.С. Энергосберегающие решения, направленные на снижение потребления тепловой энергии // Строительство: новые технологии - новое оборудование. – 2019. – № 9. – С. 72–78.564
3. Gagarin V.G., Akhmetov V.K., Zubarev K.P. Moisture behavior calculation of single-layer enclosing structure by means of discrete-continuous method // MATEC Web of Conferences. – 2018. – Vol. 170. № 03014.654
4. Gagarin V.G., Akhmetov V.K., Zubarev K.P. Position control of maximum wetting plane for building walls with foam polystyrene heat insulator // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 753. – № 022045.
5. Zubarev K.P., Gagarin V.G. Experimental comparison of construction material vapor permeability in case of horizontal or vertical sample position // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 463. – № 032082
6. Jamal B., Boukendil M., Abdelbaki A., Zrikem Z. Numerical simulation of coupled heat transfer through double solid walls separated by an air layer // International Journal of Thermal Sciences. 2020. Vol. 156. P. 106461. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106461
7. Самарин О.Д. Периодические температурные колебания в цилиндрическом слое при большой толщине стенки // Инженерно-строительный журнал. 2019. № 1 (85). С. 51–58. DOI: 10.18720/MCE.85.551
8. Gamayunova O., Radaev A., Petrichenko M., Shushunova N. Energy audit and energy efficiency of modular military towns // E3S Web of Conferences. 2019. Vol. 110. P. 01088. DOI: 10.1051/e3sconf/201911001088
9. Корниенко С.В. Учет формы при оценке теплозащиты оболочки здания // Строительство уникальных зданий и сооружений. 2013. № 5 (10). С. 20–27.
10. Петриченко М.Р., Мусорина Т.А. Операция дробного дифференцирования в предельных задачах Фурье // Научно-технические ведомости

Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Физико-математические науки. 2020. Т. 13. № 2. С. 41-52.

11. Псху А.В., Уравнения в частных производных дробного порядка, М., Наука, 2005, 199 с.

## **РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОДНОКВАРТИРНОГО ЖИЛОГО ДОМА**

*Ахременко С.А., д.т.н., проф. БГИТУ*

*Викторов Д.А., ст. преп. БГИТУ*

*Артамонова Е.Г., магистрант БГИТУ*

При строительстве частного жилого дома многие инженерные решения принимаются исходя из индивидуальных потребностей, но при этом параметры выбираются ориентировочно, что в свою очередь отражается на микроклимате планируемого жилья [1]. Чтобы определить оптимальное сочетание объемно-планировочных решений и конструктивного состава ограждающих конструкций с позиции энергосбережения, можно выполнить факторный анализ. Для этого достаточно провести численный эксперимент и построить универсальную регрессионную зависимость [2].

В качестве определяющей функции выступает удельная теплозащитная характеристика здания (УТХ) – физическая величина, численно равная потерям тепловой энергии единицы отапливаемого объема в единицу времени при перепаде температуры в  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  через теплозащитную оболочку здания.

В качестве параметров (факторов) выступают этажность, протяженность и уровень теплозащиты здания. Каждый фактор рассматривается на 3 уровнях варьирования, которые симметричны относительно основного уровня (для возможности проведения неполного факторного эксперимента).

Фактор  $x_1$  – уровень теплозащиты. За основной уровень принимаются базовые значения требуемого сопротивления теплопередаче в  $\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ : для стен – 2,932; перекрытия над техподпольем и чердачного перекрытия – 3,870. За нижний уровень принимаются нормируемые (минимально допустимые) значения сопротивления теплопередаче, которые определяются в результате умножения базовых значений на коэффициент, учитывающий особенности региона строительства, в  $\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ : для стен – 1,847; перекрытия над техподпольем и чердачного перекрытия – 3,096). За верхний уровень принимаются симметричные значения, также в  $\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ : для стен – 4,017; перекрытия над техподпольем и чердачного перекрытия – 4,644. Сопротивление теплопередаче светопрозрачных конструкций принимается равным  $0,650\text{ м}^2\cdot^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$  для всех уровней.

Фактор  $x_2$  – этажность с распределением по трем уровням варьирования: 1; 2; 3. Высота этажа принимается 3 м.

Фактор  $x_3$  – протяженность, то есть отношение длины к ширине: 1; 2; 3. За нижний уровень принимается здание с размерами в плане 12х12 м, основной – 24х12 м и верхний – 36х12 м.

При проведении численного эксперимента коэффициент остекленности принят на уровне 18 %, то есть для одноэтажного здания с площадью вертикальных ограждающих конструкций 144 м<sup>2</sup> (12х12 м) площадь остекления составит 25,92 м<sup>2</sup> (8 окон площадью 1,50х2,16 каждое). При увеличении этажности и протяженности здания коэффициент остается неизменным. Площадь дверей и их сопротивлением теплопередаче пренебрегаем.

Зависимость параметров оптимизации от варьируемых факторов устанавливается в соответствии с матрицей планирования эксперимента, состоящей из 15 последовательно расположенных опытов, представленных в табл. 1.

Таблица 1

**Матрица планирования эксперимента**

№ опыта	Матрица планирования						УТХ $k_{об}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$		Отклон. %
	кодирован. вид			натуральный вид			Экспер.	Норм.	
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	Уровень теплозащиты	Этажность	Протяженность			
1	-1	-1	-1	$R_{норм}$ (мин.)	1	12х12	0,427	0,532	-19,7
2	-1	-1	+1	$R_{норм}$ (мин.)	1	36х12	0,334	0,369	-9,5
3	-1	0	0	$R_{норм}$ (мин.)	2	24х12	0,284	0,335	-15,2
4	-1	+1	+1	$R_{норм}$ (мин.)	3	36х12	0,236	0,256	-7,8
5	-1	+1	-1	$R_{норм}$ (мин.)	3	12х12	0,329	0,369	-10,8
6	0	-1	0	$R_{тр}$ (баз.)	1	24х12	0,282	0,422	-33,2
7	0	0	-1	$R_{тр}$ (баз.)	2	12х12	0,277	0,422	-34,4
8	0	0	0	$R_{тр}$ (баз.)	2	24х12	0,223	0,335	-33,4
9	0	0	+1	$R_{тр}$ (баз.)	2	36х12	0,205	0,293	-30,0
10	0	+1	0	$R_{тр}$ (баз.)	3	24х12	0,203	0,293	-30,7
11	+1	-1	-1	$R_{усл}$ (макс.)	1	12х12	0,285	0,532	-46,4
12	+1	-1	+1	$R_{усл}$ (макс.)	1	36х12	0,223	0,369	-39,6
13	+1	0	0	$R_{усл}$ (макс.)	2	24х12	0,190	0,335	-43,3
14	+1	+1	-1	$R_{усл}$ (макс.)	3	12х12	0,220	0,369	-40,4
15	+1	+1	+1	$R_{усл}$ (макс.)	3	36х12	0,158	0,256	-38,3

Все полученные экспериментальным путем значения удельной теплозащитной характеристики здания соответствуют требованиям СП 50.13330.2012 к тепловой оболочке здания [3]. Таким образом можно выбрать для строительства частный дом всех представленных

конфигураций и с любым уровнем теплозащиты ограждающих конструкций (не ниже минимально допустимых) – требования нормативных актов будут выполнены. Но из анализа последней графы таблицы 1 видно, что наибольшего эффекта можно добиться в одноэтажном доме 12х12 м при повышении уровня теплозащиты до максимальных показателей, так как такое здание на 46,4 % эффективнее, чем требуется нормами. Также следует понимать, что максимальные показатели теплозащиты (значения сопротивления теплопередаче стен – 4,017 м<sup>2</sup>·°С/Вт и перекрытия над техподпольем и чердачного перекрытия – 4,644 м<sup>2</sup>·°С/Вт) на практике тяжело реализуемы. Они должны рассматриваться как «стремление к наилучшим характеристикам», но с точки зрения вложений не оправдывают себя. Так как максимальный уровень симметричен относительно базового, то и затрат на доведение характеристик до него требуется столько же, сколько для перехода от минимально допустимого уровня до базового.

Чтобы проанализировать насколько эффективны мероприятия по улучшению показателей теплозащитных свойств ограждающих конструкций при разных конфигурациях здания, получено уравнение регрессии:

$$\bar{y}_1 = 0,193 - 0,053 \cdot x_1 - 0,040 \cdot x_2 - 0,038 \cdot x_3 + 0,031 \cdot x_1^2 + 0,034 \cdot x_2^2 + 0,033 \cdot x_3^2 + 0,008 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,008 \cdot x_1 \cdot x_3.$$

Из анализа уравнения следует, что фактор теплозащиты оказывает наибольшее влияние на отклик, а этажность и протяжённость чуть меньшее, но при этом примерно одинаковое.

На основе результатов расчета удельной теплозащитной характеристики по уравнениям регрессии со значимыми коэффициентами построена номограмма (рис. 1), отражающая зависимость УТХ от уровня тепловой защиты, этажности и протяженности здания.

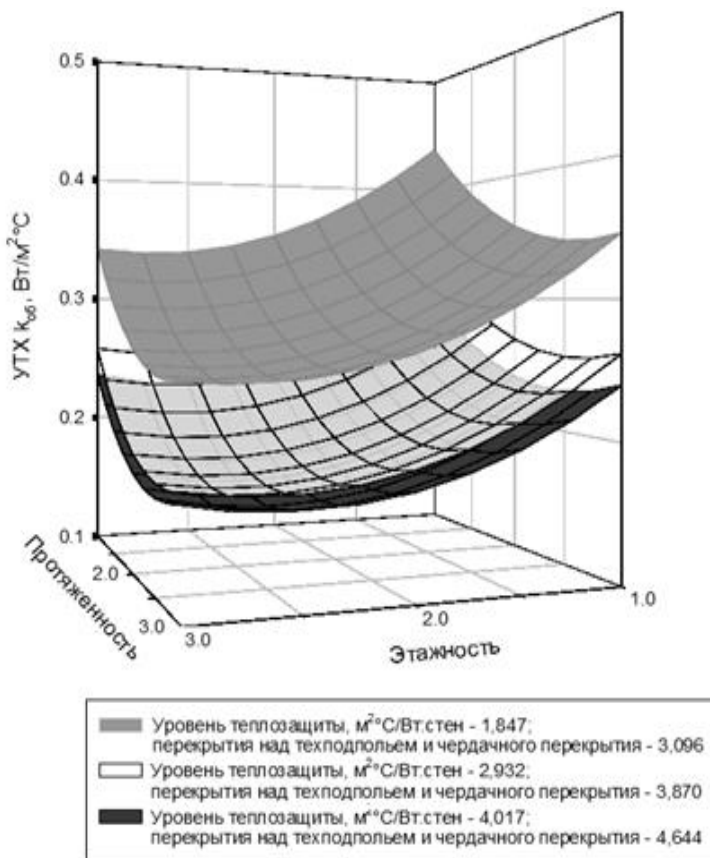
Из номограммы следует, что при минимальном уровне теплозащиты увеличение этажности от 1 до 2 этажей и длины здания от 12 до 24 м (при неизменной ширине) способствует сокращению УТХ от 0,438 до 0,277 Вт/(м<sup>2</sup>·°С), то есть на -58,12 % (знак «минус» отражает позитивную тенденцию). Последующее увеличение этажности и протяженности здания способствует дальнейшему снижению УТХ от 0,277 до 0,250 Вт/(м<sup>2</sup>·°С), то есть на -10,8 %).

При базовом уровне теплозащиты увеличение этажности от 1 до 2 этажей и протяженности здания (двукратное увеличение площади от 144 до 288 м<sup>2</sup>) приводит к сокращению УТХ от 0,338 до 0,193 Вт/(м<sup>2</sup>·°С) (на -80,11 %). В случае добавления еще одного этажа и увеличения протяженности здания еще на 12 м УТХ улучшается от 0,193 до 0,182 Вт/(м<sup>2</sup>·°С) (на -6,04 %).

При максимальном уровне теплозащиты увеличение этажности от 1 до 2 этажей и длины здания от 12 до 24 м способствует сокращению УТХ от 0,300 до 0,171 Вт/(м<sup>2</sup>·°С) (на -75,43 %). Последующее увеличение этажности и протяженности здания приводит небольшому росту УТХ от 0,171 до



0,176 Вт/(м<sup>2</sup>·°C) (на +2,92 % – знак «плюс» отражает негативную тенденцию).



**Рис. 1.** Номограмма зависимости УТХ от этажности, протяженности и уровня теплозащиты здания

В итоге наибольший эффект достигается при базовом уровне теплозащиты. Получается, что при низком бюджете допустимо ограничиться минимальным уровнем теплозащиты, но это в дальнейшем отрицательно скажется на экономии топливно-энергетических ресурсов при эксплуатации и приведет к повышенным затратам на поддержание комфортного микроклимата. Поэтому все же стоит рассмотреть варианты с выбором оптимального решения – сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций не ниже – 2,932 м<sup>2</sup>·°C/Вт для стен; 3,870 м<sup>2</sup>·°C/Вт для пола первого этажа и чердака. Из номограммы также видно, что увеличение этажности с 2 до 3 и протяженности с 24х12 м до 36х12 м по эффективности незначительно – плоскость становится более полой, а при максимальном сочетании факторов дает даже негативный эффект.

Таблица 2

**Удельная теплозащитная характеристика здания при базовом уровне  
теплозащиты ограждающих конструкций**

Этажность	Протяженность	УТХ		Отклон. %
		$k_{об}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$		
		Расчет.	Норм.	
1	12x12	0,338	0,532	-36,5
1	24x12	0,267	0,422	-36,7
2	12x12	0,264	0,422	-37,4
2	24x12	0,193	0,335	-42,4

Чтобы ответить на последние вопросы (выбор 1 или 2 этажа, 12x12 м или 24x12 м), воспользуемся уравнением регрессии и результаты расчетов занесем в табл. 2.

В итоге оптимальным решением будет выбор двухэтажного здания прямоугольной формы. Другие конфигурации здания, приведенные в табл. 2, также имеют неплохую эффективность и могут рассматриваться в качестве альтернативы.

**Библиографический список**

1. Викторов Д.А., Иванов М.А. Опыт строительства и эксплуатации энергоэффективного дома из опилкобетона // Инновации в строительстве-2017: материалы международной научно-практической конференции. 2017. Т.2. – С.74-79.

2. Викторов Д.А. Анализ влияния теплоэнергетических характеристик на энергоэффективность жилых зданий на примере серии 1-335 // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. 2013. Вып. 3 (31). – С. 9–15.

3. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция. СНиП 23-02-2003 (с Изменением № 1). - Доступ из информационной системы «СтройКонсультант». URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200095525>.

**ТЕПЛО-ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМ ОГРАЖДАЮЩИХ  
КОНСТРУКЦИЙ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ**

*Зубарев К.П., к.т.н., старший преподаватель кафедры ТГВ, ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

Влажностный режим ограждающих конструкций получил свое развитие в 20-е годы XX века с появлением многослойных стен зданий [1, 2]. Влагоперенос является сложной и неопределенной задачей. Во-первых, влажностное поле ограждения зависит от его температурного состояния [3–8]. Во-вторых, несмотря на широкое развитие науки и техники, до сих пор не открыто уравнение влагопереноса [9].

Наука влажностного режима развивается по различным направлениям. Важную роль играет экспериментальное определение коэффициентов диффузии влаги в строительных материалах [10–19]. На основе данных экспериментов производится построения математических моделей влагопереноса [20–22]. Существуют математические модели стационарного влажностного режима [23–25] и нестационарного [26–31]. Интерес вызывает не только получение дифференциального уравнения влагопереноса, но и исследование его граничных условий [32–38]. Для реализации математических моделей разрабатываются компьютерные программы, а результаты расчетов сопоставляются с натурными обследованиями [39–41].

Прикладным значением влажностного режима является его влияние на тепловые потери здания [42–44].

В рамках нестационарного влажностного режима было предложено дифференциальное уравнение влагопереноса, которое учитывает движение водяного пара в сорбционной зоне увлажнения и движение жидкой влаги в сверхсорбционной зоне увлажнения [45]:

$$\frac{\partial F(w, t)}{\partial \tau} = \kappa_{F_0} \cdot E_t(t) \cdot \frac{\partial^2 F(w, t)}{\partial x^2}. \quad (1)$$

где  $F$  – потенциал влажности, Па,  $w$  – массовая влажность, кг/кг (1 кг/кг = 100 % по массе);  $t$  – температура, °C;  $\tau$  – время, с;  $\kappa_{F_0}$  – осредненный коэффициент тепло-влажностных свойств материала, м<sup>2</sup>/(с·Па);  $E_t$  – давление насыщенного водяного пара, Па;  $x$  – координата, м.

Для решения данного дифференциального уравнения (1) применен дискретно-континуальный подход, при котором производные по оси  $x$  заменяются конечными разностями, а по времени  $\tau$  ищется решение в виде функций [46–50]. Такой подход позволил вывести аналитическое выражение для функции потенциала влажности, которое позволяет определить распределение влаги в ограждающей конструкции на любой момент времени, во всех сечениях ограждающей конструкции и при непрерывном учете температурного поля.

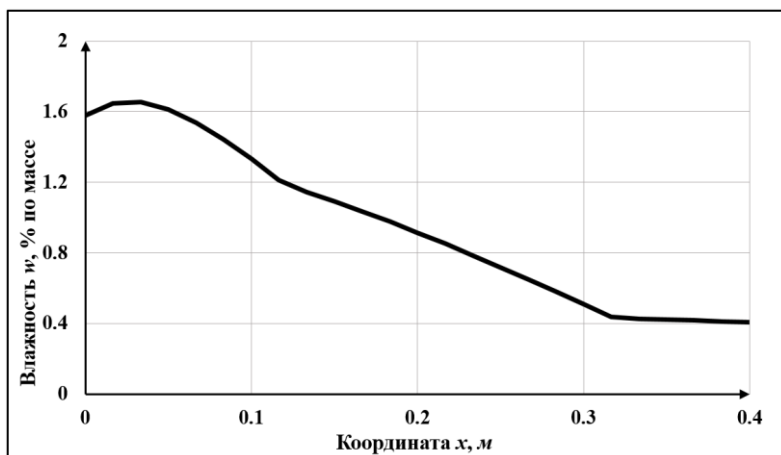
Приведена дискретно-континуальная формула для однослойной ограждающей конструкции:

$$\begin{aligned} \bar{F} = p \cdot \left( (E_t \cdot A)^{-2} \cdot e^{E_t \cdot A \cdot \tau} - \tau \cdot (E_t \cdot A)^{-1} - (E_t \cdot A)^{-2} \right) \cdot \bar{L} + \\ + (E_t \cdot A)^{-1} \left( e^{E_t \cdot A \cdot \tau} - E \right) \cdot \bar{B} + e^{E_t \cdot A \cdot \tau} \cdot \bar{F}_0. \end{aligned} \quad (2)$$

где  $p$  – коэффициент наружного краевого условия, Па/с<sup>2</sup>;  $\bar{F}$  – вектор-столбец потенциала влажности;  $\bar{F}_0$  – вектор-столбец начального распределения потенциала влажности;  $A$  – трехдиагональная матрица коэффициентов;  $\bar{L}$  – вектор-столбец, первый элемент которого равен единице, осталь-

ные элементы равны нулю;  $\bar{B}$  – матрица граничных условий;  $E$  – единичная матрица.

Представлено распределение влажности в однослойной ограждающей конструкции из газобетона (см. рис. 1).



**Рис. 1.** Распределение влажности в однослойной ограждающей конструкции из газобетона, полученное при решении уравнения нестационарного влагопереноса дискретно-континуальным методом

### Выводы

Создан новый эффективный метод расчета нестационарного влажностного режима в виде аналитического выражения (2).

### Библиографический список

1. Гагарин В.Г. Теория состояния и переноса влаги в строительных материалах и теплозащитные свойства ограждающих конструкций зданий: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.23.01, 05.23.03 / Гагарин Владимир Геннадьевич. – М., 2000. – 396 с.
2. Козлов В.В. Метод инженерной оценки влажностного состояния современных ограждающих конструкций с повышенным уровнем теплозащиты при учете паропроницаемости, влагопроводности и фильтрации воздуха // дис. ... канд. техн. наук: 05.23.01, 05.23.03 / Козлов Владимир Владимирович. – М., 2004. – 161 с.
3. Петриченко М.Р., Петроченко М.В. Достаточные условия существования свободноконвективного течения в вертикальном щелевом канале // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2012. – № 1-2 (147). – С. 276–282.
4. Gamayunova O., Musorina T., Ishkov A. Humidity distributions in multi-layered walls of high-rise buildings // E3S Web of Conferences. – 2018. – Vol. 33. – № 02045.

5. Мусорина Т.А., Заборова Д.Д., Петриченко М.Р. Математический аппарат для определения термического сопротивления однородной скалярной среды // Вестник МГСУ. – 2019. – Том. 14. – № 8. – С. 1037-1045.
6. Мусорина Т.А., Гамаюнова О.С., Петриченко М.Р. Тепловой режим ограждающих конструкций высотных зданий // Вестник МГСУ. – 2018. – Т. 13. – № 8 (119). – С. 935–943.
7. Гамаюнова О.С. Энергосберегающие решения, направленные на снижение потребления тепловой энергии // Строительство: новые технологии - новое оборудование. – 2019. – № 9. – С. 72–78.
8. Козлов В.В. Вопросы точности расчета приведенного сопротивления теплопередаче и температурных полей // Строительство и реконструкция. – 2018. – № 3 (77). – С. 62–74.
9. Лыков А.В. Теоретические основы строительной теплофизики / А.В. Лыков. – Минск: Изд-во академии наук БССР, 1961. 520 с.
10. Ильинский В.М. Коэффициенты переноса водяного пара для расчета влажностного состояния ограждающих конструкций зданий / В.М. Ильинский // Инженерно-физический журнал. – 1965. – Т. 8. – № 2. – С. 223-228.
11. Petrov A.S., Kupriyanov V.N. Determination of humidity conditions of enclosing structures by the color indicator method // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 463. – № 022064.
12. Логанина В.И., Рыжов А.Д., Фролов М.В. Влияние теплоизоляционной штукатурки на основе известково-перлитового состава на влажностный режим наружных стен зданий // Региональная архитектура и строительство. – 2016. – Т. 26. – № 1. – С. 44–47.
13. Petrov A.S., Kupriyanov V.N. About operational factor influence on vapor permeability of heat-insulating materials // International Journal of Pharmacy and Technology. – 2016. – Vol. 8(1). – pp. 11248-11256.
14. Zubarev K.P., Gagarin V.G. Determining the coefficient of mineral wool vapor permeability in vertical position // Advances in Intelligent Systems and Computing. – 2021. – Vol. 1258. – С. 593–600.
15. Аниканова Л.А., Волкова О.В., Хуторной А.Н., Дорошенко Л.О., Курмангалиева А.И. Исследование паропроницаемости растворов из сухих строительных смесей // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. – 2016. – Том. 56. – № 3. – С. 146–155.
16. Ivantsov A., Petrov A. The influence of architectural and construction parameters of residential buildings on energy efficiency in Russian Federation // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 890. – № 022142.
17. Барышева О.Б., Хабибуллин Ю.Х. Исследование базовых характеристик автоклавного газобетона // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. – 2016. – Том. 35. – № 1. – С. 118-122.
18. Zubarev K.P., Gagarin V.G. Experimental comparison of construction material vapor permeability in case of horizontal or vertical sample position //

- IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 463. – № 032082
19. Petrov A., Ivantsov A. Design and calculation of the internal roof drain system structure in terms of thermal protection and moisture condensation // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 890. – № 022141.
20. Богословский В.Н. Основы теории потенциала влажности материала применительно к наружным ограждениям оболочки зданий: монография / под ред. В.Г. Гагарина; М-во образования и науки Росс. Федерации, ФГБОУ ВПО «Моск. Гос. Строит. Ун-т». Москва: МГСУ. 2013. 112 С.
21. Тертичник Е.И. Исследование влажностного состояния наружных ограждений зданий на основе потенциала влажности: дис. ... канд. техн. наук / Тертичник Евгений Иванович. – М., 1966. – 136 с.
22. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М.: АВОК-ПИРЕСС, 2006. 256 с.
23. Gagarin V.G., Akhmetov V.K., Zubarev K.P. Graphical method for determination of maximum wetting plane position in enclosing structures of buildings // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 753. – № 022046.
24. Гагарин В.Г., В.В. Козлов Математическая модель и инженерный метод расчета влажностного состояния ограждающих конструкций // Academia. Архитектура и строительство. – 2006. – № 2. – С. 60-63.
25. Gagarin V.G., Akhmetov V.K., Zubarev K.P. Position control of maximum wetting plane for building walls with foam polystyrene heat insulator // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 753. – № 022045.
26. Arfvidsson J. Moisture transport in porous media. Modelling based on Kirchhoff potentials // Doctoral dissertation / Arfvidsson Jesper. – Lund, 1998. – 130 p.
27. Galbraith G.H., McLean R.C., Kelly G.H. Moisture permeability measurements under varying barometric pressure – experimental methodology is developed for measuring moisture permeability of vapour and liquid // Building research and information. – 1997. – Vol. 25. – № 6. – P. 348-353.
28. Galbraith G.H., Guo J.S., McLean R.C. The effect of temperature on the moisture permeability of building materials // Building Research & Information. – 2000. – Vol. 28. – № 4. – P. 245-259.
29. Цветков Н.А., Хуторной А.Н., Толстых А.В., Колесникова А.В. Физико-математическая модель тепловлагоденоса в ограждающих конструкциях из профилированного теплового бруса // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2017. – Т. 698. – № 2. – С. 12-20.
30. Бессонов И.В., Фомичев А.И. Моделирование нестационарного тепло-влажнопеноса в вентилируемой воздушной прослойке наружного ограждения здания // Вестник МГСУ. – 2011. – № 3-1. – С. 228-234.
31. Зайцева К.В., Титунин К.В. Гнедина Л.Ю. Ибрагимов А.М. Тепло- и массопенос в многослойном деревянном клееном бруссе: постановка

задачи // Промышленное и гражданское строительство. – 2015. – № 8. – С. 21–27.

32. Ельчищева Т.Ф. Определение влажностного режима помещений зданий при наличии в стеновом материале гигроскопических солей // Строительные материалы. – 2017. – № 6 – С. 14–18.

33. Ельчищева Т.Ф. Безопасная эксплуатация наружных ограждающих конструкций зданий при неблагоприятном воздействии среды // Вестник МГСУ. – 2019. – Т. 14. – № 5 (128). – С. 570–588.

34. Береговой А.М., Береговой В.А. Температурно-влажностное состояние наружных ограждений в условиях фазовых переходов влаги и агрессивных воздействий среды // Региональная архитектура и строительство. – 2017. – Том. 32. – № 3. – С. 99–104.

35. Ельчищева Т.Ф. Безопасная эксплуатация наружных ограждающих конструкций зданий при неблагоприятном воздействии среды // Биосферная совместимость: человек, регион, технологии. – 2016. – № 4 (16). – С. 13–21.

36. Ельчищева Т.Ф., Ерофеев В.Т., Лобанов В.А. Определение солесодержания в материале наружных стен здания промышленного предприятия // Строительные материалы. – 2019. – № 6. – С. 34–39.

37. Гороховский А.Г., Шишкина Е.Е., Старова Е.В., Миков А.А. Анализ процессов сушки древесины существенно неизотермическими режимами // Известия высших учебных заведений. Лесной журнал. – 2018. – Т. 262. – № 2. – С. 88–96.

38. Ерофеев В.Т., Ельчищева Т.Ф. Влажностный режим помещений зданий при наличии в материале стен гигроскопических солей // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2018. – № 12(720). – С. 62–74.

39. Ройфе В.С., Верховский А.А. Результаты натурных обследований влажностного режима ограждающих конструкций зданий // БСТ: Бюллетень строительной техники. – 2018. – Т. 1006. – № 6. – С. 36–38.

40. Алексеенко В.Н., Михеева Ю.Л. Результаты исследования температурно-влажностного режима петропавловского собора в городе Симферополе // Промышленное и гражданское строительство. – 2017. – № 7. – С. 46–51.

41. Алексеенко В.Н., Михеева Ю.Л. Воздействия климатических факторов на температурно-влажностный режим ограждающих конструкций православных храмов XVIII–XIX веков // Биосферная совместимость: человек, регион, технологии. – 2017. – Том. 17. – № 1. – С. 20–28.

42. Дацок Т.А., Аншукова Е.А. Влияние тепловлажностного режима теплых чердаков на состояние ограждающих конструкций // Вестник гражданских инженеров. – 2019. – № 5 (76). – С. 160–165.

43. Hoseini A., Bahrami M. Effects of humidity on thermal performance of aerogel insulation blankets // Journal of building engineering. – 2017. – Vol. 13. – P. 107–115.

44. Jin H.Q., Yao X.L., Fan L.W., Xu X., Yu Z.T. Experimental determination and fractal modeling of the effective thermal conductivity of autoclaved aerated concrete: Effects of moisture content // International journal of heat and mass transfer. – 2016. – Vol. 92. – P. 589-602.

45. Gagarin V.G., Akhmetov V.K., Zubarev K.P. Assessment of enclosing structure unsteady-state moisture behavior using moisture potential theory // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 918. – № 012113.

46. Gagarin V.G., Akhmetov V.K., Zubarev K.P. The moisture regime calculation of single-layer enclosing structures on the basis of the discrete-continuum method application // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 456. – № 012105.

47. Gagarin V.G., Akhmetov V.K., Zubarev K.P. Mathematical model using discrete-continuous approach for moisture transfer in enclosing construction // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 463. – № 022023.

48. Gagarin V.G., Akhmetov V.K., Zubarev K.P. Moisture behavior calculation of single-layer enclosing structure by means of discrete-continuous method // MATEC Web of Conferences. – 2018. – Vol. 170. № 03014.

49. Gagarin V.G., Akhmetov V.K., Zubarev K.P. Assessment of enclosing structure moisture regime using moisture potential theory // MATEC Web of Conferences. – 2018. – Vol. 193. – № 03053.

50. Gagarin V.G., Akhmetov V.K., Zubarev K.P. Unsteady-state moisture behavior calculation for multilayer enclosing structure made of capillary-porous materials // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2018. – Vol. 177. – № 012021.

## **ПУТИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ КЛИМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

*Лохвинская Т.И., к.т.н., доц., «БПФ ГОУ ПГУ им. Т.Г. Шевченко»  
Иванова С.С., ст. преп., «БПФ ГОУ ПГУ им. Т.Г. Шевченко»*

Моделирование климатических систем, особенности их эффективной работы связаны с выбором степени подробности описания процесса или явления. Микроклимат помещения должен являться устойчивой термодинамической системой тепловлагообмена между окружающей средой и источниками тепла и влаги, способствовать отводу излишков теплоты, исключать переохлаждения из-за недостатка теплоты [3].

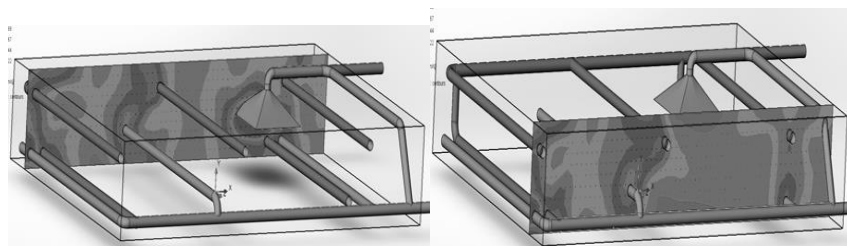
Решение вопроса взаимодействия составляющих процесса тепловлагообмена определяется выбором элементов, определяющих устойчивость системы и ее промежуточных состояний [1]. Эффективность климатических систем микроклимата зависит и определяется схемой движения воздуха, особенностью воздухораспределения в ограниченном пространстве помещения, температурным и скоростным режимом входящего воздуха,



компановкой оборудования системы. Следует комплексно учитывать следующие факторы, определяющие закономерности струйных течений с учетом особенностей их развития в вентилируемых помещениях: характеристика воздухораспределительных устройств, размеры и форму помещения, расположения источников теплообмена.

Для получения математической модели эффективности системы микроклимата птицеводческого помещения использовались методы физического моделирования и планирования эксперимента. При расчетах учитывались закономерности струйных течений, особенности их развития, взаимодействия, стеснения и неизоэнергичности струй. Рассматривались скоростные и температурные поля, расчетные схемы циркуляции турбулентных потоков при подаче воздуха [4].

Характер изменения скоростных полей в модели исследовался с помощью программного продукта SolidWorks. Параметрическое моделирование поверхностей, отражающих изменение скорости плоских, выпуклых и вогнутых полуограниченных струй, при изменении направления и количества подаваемого воздуха представлена объемной диаграммой на рисунке 1. Приток воздуха осуществляется через подводящий зонт и отверстия в нижней части проектируемого объема виртуальной модели.

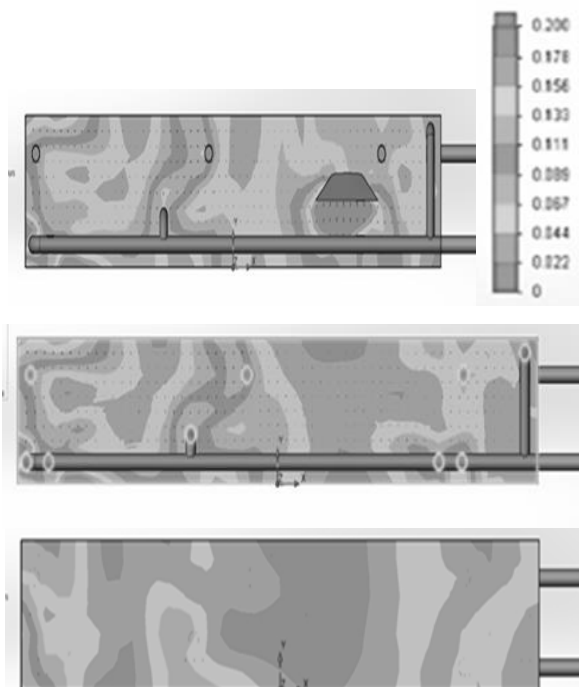


**Рис. 1.** Скоростные поля в виртуальной модели программного продукта SolidWorks

Анализ объемной диаграммы на рисунке 2 показывает, что переменность плотности воздуха по высоте и стесняющее влияние теплых струй потока определяют сложный характер поведения струи сразу после истечения. Подсос холодного воздуха опрокидывает восходящее движение теплого воздуха. Ширина струи вниз по потоку увеличивается, начинается зона разворота, формируется обратный поток, питающий струю.

Анализ объемной диаграммы на рисунке 2 показывает, что переменность плотности воздуха по высоте и стесняющее влияние теплых струй потока определяют сложный характер поведения струи сразу после истечения. Подсос холодного воздуха опрокидывает восходящее движение теплого воздуха. Ширина струи вниз по потоку увеличивается, начинается зона разворота, формируется обратный поток, питающий струю. Поля скоростей восходящих конвективных струй изменяются по длине восходящего потока от приточных воздуховодов. Имеют место нисходящие воздушные течения у границ модели. Изменение профиля скорости зафиксировано в пределах

0,20–0,122 м/с. Геометрический и кинематический анализ процесса позволил выявить соотношения между характерными размерами, закономерности расширения и затухания струй в ограниченном пространстве.



**Рис. 2.** Профили скоростных полей стесненных, неизотермичных струй

В качестве факторов, влияющих на параметры оптимизации климатической системы распределения воздуха выбраны следующие величины: удельная площадь распределительных отверстий, доля воздуха, удаляемая из верхней зоны, число воздухопроводов, наружная температура, определяющая интенсивность воздухообмена и температуру входящего воздуха. При планировании эксперимента по получению математической модели эффективности распределения потоков критериями оптимизации приняты следующие величины: средняя скорость движения воздуха, неравномерность распределения воздушных потоков, оцениваемая средним квадратическим отклонением изменений скорости и неравномерность распределения температуры [2]. Реализуемый алгоритм обработки данных пакета программ Stat Graphics 2016 позволил получить линейные, экспоненциальные и степенные варианты уравнений регрессии, уровень достоверности и среднюю абсолютную погрешность. Целью оптимизации являлось определение максимальной средней скорости движения воздуха. В процессе анализа определялись все взаимодействия факторов, влияющих на параметры оптими-

зации с учетом стандартной погрешности и погрешности выборки. Определены оптимальные значения некоррелируемых факторов в кодированной и раскодированной виде и уравнения регрессии. Дисперсии коэффициентов рассчитывались с помощью корреляционной матрицы. Диаграмма Pareto позволила ранжировать значимость факторов в порядке их убывания.

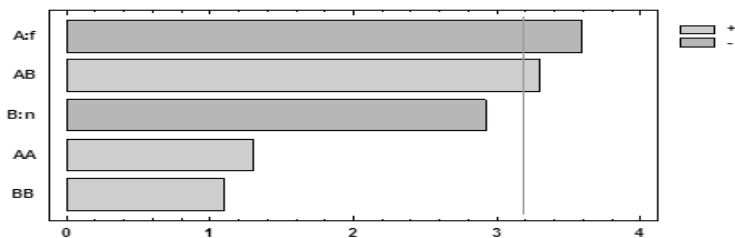
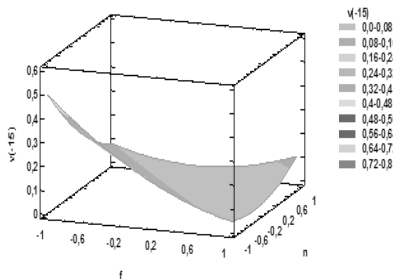


Рис. 3. Стандартизированная диаграмма Pareto для средней скорости движения воздуха

а)



б)

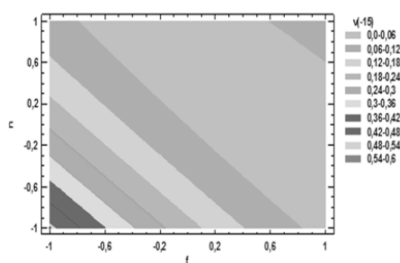


Рис. 4. Расчетная поверхность отклика:

- а – контуры расчетной поверхности отклика средней скорости движения воздуха;
- б – критерия оптимизации средней скорости движения воздуха

## Выводы

Выявлены уравнения регрессии в раскодированной форме для средней скорости движения воздуха, неравномерности распределения воздушных потоков, неравномерность распределения температуры по объему виртуальной модели.

Системный подход к проблеме эффективности климатических систем дает возможность проанализировать характерные факторы, влияющие на параметры оптимизации системы микроклимата, выявить оптимальный характер распределения температурных и скоростных полей в установке для регулирования микроклимата.

## Библиографический список

1. Лозин Г.М. О точности определения коэффициента воздухообмена // Вестник МГСУ. 2011. № 7. С. 319–325.

2. Лохвинская Т.И., Аналитическое описание эффективности работы отопительно-вентиляционных установок птицеводческих помещений. Материалы международной научно-практической конференции «Аграрная наука в инновационном развитии АПК» в рамках XXV Международной специализированной выставки «Агрокомплекс - 2015», часть III, г. Уфа, с. 20–25.

3. Самарин Г.Н. Энергосберегающая технология формирования микроклимата в животноводческих помещениях: Дис.к.т. наук/Г.Н.Самарин, Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина. – Москва 2009. с.17–18,123–124.

4. Ткачук А.Я. Розрахункова модель усередненого руху в турбулентній зоні плоских і несиметричних пристінних примезових шарів // Вентиляція, опалення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Вип. 2. К.: КНУБА, 2001. С. 3–18.

## **СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОДЕЛЕЙ ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ НА БАЗЕ ИНФРАКРАСНЫХ ОБОГРЕВАТЕЛЕЙ**

*Веретенникова М.С., магистрант каф. ТГВ, СГТУ им. Гагарина Ю.А.  
Кузнецов С.С., к.т.н., доц., каф. ТГВ, СГТУ им. Гагарина Ю.А.*

Основной проблемой при эксплуатации систем транспортировки тепловой энергии являются тепловые потери, а строительные и эксплуатационные затраты для данных систем превышает затраты по сравнению с децентрализованными системами. Актуальность темы обусловлена необходимостью оптимизации принципов, методов, способов и средств теплоснабжения как жилых, так и производственных помещений. В настоящее время около 90 % вырабатываемой тепловой энергии в жилых, общественных и промышленных зданиях создается котельными установками водяного или парового отопления. Применение схемы: котельная установка - тепловые сети - отопительные приборы приводит к тому, что часть выработанной тепловой энергии теряется как в самой теплогенерирующей установке, так и в тепловых сетях из-за плохой теплоизоляции. Необходимо также рассмотреть экологическую сторону вопроса: теплоисточниками в этих установках являются каменный уголь, мазут, газ и другие невозможные источники энергии, которые к тому же пагубно влияют на экологию. Системы управления температурой в помещениях с водяным отоплением не позволяют обеспечить стабильность температуры, они сложны и имеют высокую стоимость.

Применение систем децентрализованного отопления позволит снизить тепловые потери в системе, обеспечит потребителя возможностью индивидуального управления системой, а также приведет к снижению нерационального использования теплоисточников. Отдаленные потребители, которые из-за больших расстояний от ТЭЦ не могут быть охвачены централи-

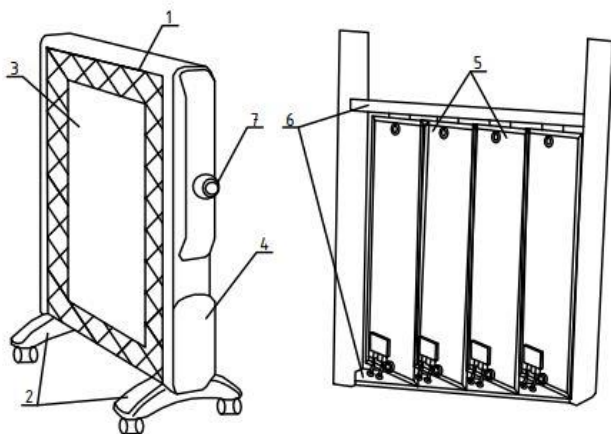
зованным теплоснабжением, могут применить децентрализованные системы, чтобы иметь эффективное теплоснабжение, отвечающее современному техническому уровню и комфортности. Подключение к тепловым сетям и централизованной системе отопления отдельных строений и помещений с малым потреблением тепловой энергии не целесообразно, по причине высоких затрат.

В этих условиях применение систем децентрализованного лучистого электрического отопления радиационными инфракрасными (ИК) панелями, снабженными наиболее простыми регулирующими установками, позволит значительно снизить расход энергетических ресурсов.

Классическая модель инфракрасного электрообогревателя, состоит из корпуса, в котором на жестком основании закреплены элементы инфракрасного излучения. Между элементами излучения и задней стенкой корпуса установлены отражатель и изолирующий слой. Основание состоит из продольных лонжеронов таврового сечения, жестко соединенных между собой поперечинами. Элементы инфракрасного излучения закреплены на отогнутых держателях, а отражатель выполнен из гибкого листа из металлического сплава, упруго вставленного в надрезы на нижних полках лонжеронов.

Недостатками данного устройства являются: недостаточная прочность крепления нагревающих элементов, а также необходимость установки дополнительного отражателя для увеличения КПД устройства.

Модернизация классической модели инфракрасного обогревателя позволит устранить недостатки описанного устройства, а также увеличить теплоотдачу обогревателя за счет изменения конструкции без ущерба для основной функции устройства - обогрева.



**Рис. 1.** Общий вид инфракрасного обогревателя и нагревательного элемента

Обогреватель состоит из следующих элементов: защитный кожух (1), опорная стойка (2), электронагревающий элемент (3), имеющий питание от электрической сети (4), который содержит четыре отдельных излучающих

пластины (5). Каждая пластина состоит из изолятора и нагревателя, установка пластин происходит под углом 5–10 градусов относительно вертикальной оси крепления пластин. Пластины и изоляторы крепятся на два держателя (6), установленных параллельно друг другу. Изолятор выполнен из слюды и имеет слоистую структуру. Внутренняя поверхность кожуха покрыта теплоаккумулирующим полимерным покрытием, а передняя стенка кожуха имеет вентиляционные отверстия для защиты от локального перегрева. Конструкция системы автоматизации – регулятор температуры (7) для каждой установки, датчик температуры в помещении, таймер и блок управления.

Применение изолятора пластин из слюды, нанесенной в несколько слоев и нагревателя, изготовленного из металла, имеющего высокую теплопроводность, позволят повысить теплоотдачу прибора и повысить его КПД.

Данный обогреватель за счет конструкции имеет небольшой вес и размеры (толщина варьируется в зависимости от мощности от 50 до 80 мм), что делает его мобильным при перемещении и удобным в использовании.

Принцип действия устройства: при подключении обогревателя к электросети происходит нагрев излучающих пластин электронагревающего элемента до рабочей температуры, которые начинают испускать в помещение лучи инфракрасного спектра. Инфракрасные лучи нагревают помещение по принципу лучистого отопления, практически беспрепятственно проходя через воздух и разогревая поверхность предметов, находящихся в зоне их действия: стены, полы, мебель и пр. Выбрав необходимые параметры на встроенном терморегуляторе и таймере, добиваются комфортной температуры в помещении в любой период времени.

Устройство возможно использовать не только в закрытых помещениях, но и на открытых площадках (террасах, верандах, летних кафе), а также в качестве элемента системы антиобледенения на лестничных площадках, в подъездах и пр.

Технический результат от модернизации модели заключается в повышении эксплуатационных характеристик обогревателя при одновременном повышении энергосбережения в процессе его использования за счет нанесения композитного покрытия на излучающий элемент.

Обслуживание электрообогревателей не требует специальной подготовки пользователей и заключается в содержании электрообогревателя в чистоте и сохранности.

Заявляемый электрообогреватель, применяемый для основного или дополнительного обогрева помещений, выполнен из экологически чистых материалов, пожаробезопасен, стойкий к механическим повреждениям, не способствует накоплению бытовой пыли. Его конструкция проста в изготовлении и сборке, обеспечивает простоту и удобство в эксплуатации.

## Выводы

Модернизация классической модели инфракрасного обогревателя позволит повысить КПД прибора и расширить область его применения. Использование в конструкции обогревателя защитного кожуха, покрытого теплоаккумулирующим полимерным покрытием, слоистых изоляторов из слюды позволит снизить электропотребление прибора, повысив при этом его теплоотдачу. Вентиляционные отверстия в передней стенке обогревателя защитят прибор от локального перегрева, а система автоматизации позволит добиться следующих результатов:

1. Малое электропотребление (снижение достигает 20–30% по сравнению с обычными обогревателями, снабженными встроенным термостатом).
2. Высокая надежность (простота конструкции, полная заводская готовность).
3. Простота обслуживания, организация системы при пусконаладке системы
4. Прибор не осушает воздух, применение инфракрасного обогрева позволяет избежать поднятие и перенос пыли по помещению
5. Достижение оптимальных параметров воздуха в максимально короткие сроки
6. Организация недельного режима работы, работа по таймеру
7. Универсальность, возможность применения прибора от жилых помещений до производственных зданий

## Библиографический список

1. Мачкаши, А. Лучистое отопление / А. Мачкаши, Л. Банхиди; под ред. В. Н. Богословского и Л. М. Махова [пер. с венгерского В. М. Беляева] - Москва: Стройиздат, 1985. – 464 с.
2. Палагин А.В., Корепанов Е.В. Управление системой теплоснабжения здания на альтернативных источниках энергии // Интеллектуальные системы в производстве. – 2015. – № 1. – С. 152–156.
3. Сидоров Ю.П., Толщина Е.Ю. Определение допустимой высоты подвеса инфракрасных излучателей в зависимости от их температуры // Теория и практика современной науки: материалы X Международной научно-практической конференции, г. Москва, 27–28 июня 2013 г. / Науч.-инф. издат. центр «Институт стратегических исследований». М.: Издательство «Спецкнига», 2013. – 420 с.
4. Троицкий А. Энергосбережение: возможности и перспективы/ Экономист. 1994 г., №2.
5. Горбунова Н.А., Гринько Е.А., Корепанов Е.В. Динамика и причины повреждения сетей теплоснабжения г. Ижевска // В сборнике: Молодые ученые - ускорению научно-технического прогресса в XXI веке сборник материалов научно-технической конференции аспирантов, магистрантов и молодых ученых. Ответственный за выпуск: Ю.В. Турыгин. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2011. – С. 97–102.

6. Гарькавый К. А. Анализ эффективности микроклимата помещения. /К.А. Гарькавый, С.Н. Бегдай//Энергосбережение и водоподготовка. 2006. № 6. С 76–77.

7. Видиборец Н.М. Панельные трубчатые излучатели для систем радиационного отопления и охлаждения // Научно-технический сборник: КНУСА, 2011. - вып. 11. - С.37–42.

8. Богуславский Л.Д. и др. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Справ. пособие. - М.: «Стройиздат», 1990. – 183 с.

9. Бухмиров, В.В. Алгоритм расчёт систем лучистого отопления помещений / В.В. Бухмиров, С.А. Крупенников, Ю.С. Солнышкова // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2010. – Вып. 4. – С. 23–25

10. Варфоломеев, Ю.М. Отопление и тепловые сети: Учебник. / Ю.М. Варфоломеев, О.Я. Кокорин, – М.: ИНФРА-М, 2006. – С. 173-177, 321–341.

## **АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ НОВЫХ РЕШЕНИЙ ПО ГИБРИДНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ В МНОГОКВАРТИРНЫЕ ЖИЛЫЕ ДОМА Г. МОСКВЫ**

*Марченко А.В., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

*Кузнецов Р.О., магистрант, ФГБОУ ВО «УлГТУ», ведущий инженер строительного контроля отдела по строительному контролю инженерных систем ООО «СтройДомСервис» г. Москва*

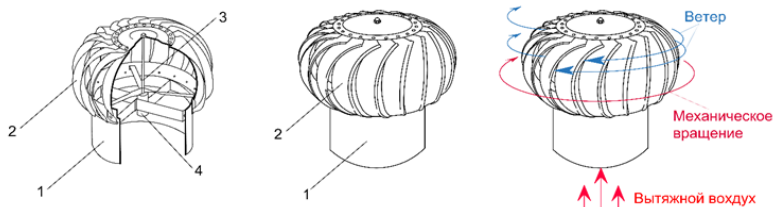
На этапе быстрого и современного строительства многоквартирных жилых зданий, проектировщиками традиционно применяются системы естественной общеобменной вытяжной вентиляции, работающие за счет разности давлений наружного и внутреннего воздуха. Несмотря на широкое применение данных систем вентиляции, они имеют ряд серьезных недостатков, таких как полная зависимость работы систем от погодных условий, невозможность контроля и управления расходом воздуха, остановка циркуляции воздуха в теплый период года, что приводит к скоплению влаги и аллергенов внутри жилых помещений [1].

Частично снизить влияние погодных факторов на работу систем естественной вентиляции способны дефлекторы. Одним из наиболее эффективных дефлекторов является турбодефлектор (рис. 1). При воздействии ветра на активную крыльчатку турбодефлектора, происходит её вращение. В результате вращения крыльчатки в вытяжном канале образуется разрежение, что усиливает тягу воздушного потока [2]. Но также, как и любой другой дефлектор, турбодефлектор становится бесполезным при отсутствии ветра.

Для решения проблем с естественной вентиляцией в многоквартирных жилых зданиях, авторами на кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция» Ульяновского государственного технического университета разработано



новое энергетически и экономически эффективное решение по применению гибридной вентиляции в сфере ЖКХ (рис. 2) [3].



**Рис. 1.** Общий вид и принцип работы турбодефлектора:

- 1 – вытяжной патрубков; 2 – активная крыльчатка; 3 – шток активной крыльчатки  
4 – узел вращения

Техническое решение направлено на использование полезной механической энергии вращения крыльчатки для преобразования в электроэнергию. Накопление электроэнергии направлено на принудительное вращение активной крыльчатки в безветренный период времени. Тем самым обеспечивается постоянная вентиляция помещений. Система гибридной вентиляции работает следующим образом. При воздействии ветра на активную крыльчатку турбодефлектора, механическая энергия вращения крыльчатки и штока передаётся на редуктор 1 для повышения крутящего момента на выходном валу. Повышенный крутящий момент передается на генератор 2, который преобразует механическую энергию в электрическую. Выработанный переменный ток преобразуется в постоянный через выпрямитель 3 и поступает через контроллер заряда 4 в аккумуляторную батарею 5. При полном заряде аккумуляторной батареи 5, контроллер заряда 4 направляет излишки электроэнергии на «балласт». Через датчик напряжения 6 ток проходит к двухходовому контактному реле 8 и к инвертору 9. Инвертор 9 преобразует постоянный ток 12 В в переменный 220 В, который далее поступает на нужды многоквартирного дома.

В случае снижения скорости ветра ниже 0,5 м/с анемометр 10 метеостанции 11 передаёт сигнал «а» на программируемый логический контроллер 12 (далее – ПЛК 12), ПЛК 12 подаёт сигнал «а1» на двухходовое контактное реле 8. Двухходовое контактное реле 8 переключает участки электроцепи с инвертора 9 на двигатель 13 турбодефлектора.

Если аккумуляторная батарея 5 разрядилась, а скорость ветра не поднялась выше 0,5 м/с, работа двигателя 13 предусматривается от общедомовой электросети. Так при отсутствии электроэнергии на выходе контроллера заряда 4, датчик напряжения 6 подаёт сигнал «б» на ПЛК 12, при получении сигнала «б» ПЛК 12 передаёт сигнал «б1» на контактное реле 15. Одновременно с этим переменный ток с напряжением 220В проходит от общедомовой электросети через защитные автоматы 17 и электросчетчик 18, поступая в блок питания 14, где преобразуется с переменного тока 220В в постоянный с напряжением 12 В. Далее преобразованный электрический ток проходит через контактное реле 15 к двигателю 13.



Если аккумуляторная батарея 5 разрядилась, а скорость ветра не поднялась выше 0,5 м/с, работа двигателя 13 предусматривается от общедомовой электросети. Так при отсутствии электроэнергии на выходе контроллера заряда 4, датчик напряжения 6 подаёт сигнал «б» на ПЛК 12, при получении сигнала «б» ПЛК 12 передаёт сигнал «б1» на контактное реле 15. Одновременно с этим переменный ток с напряжением 220 В проходит от общедомовой электросети через защитные автоматы 17 и электросчетчик 18, поступая в блок питания 14, где преобразуется с переменного тока 220В в постоянный с напряжением 12 В. Далее преобразованный электрический ток проходит через контактное реле 15 к двигателю 13.

Проанализирована энергетическая эффективность от реализации разработанного технического решения [3] для 17-ти этажного 6-ти секционного многоквартирного жилого здания, расположенного в г. Москва, поселение Десеновское, район «Новые Ватутинки». В качестве турбодетекторов приняты турбодетекторы типа ТД-680 и ТД-800. Расчет энергетической эффективности основывался на принципе преобразования энергии ветра в электрическую энергию и методах аэродинамического проектирования ветроэлектрических установок [4].

Результаты расчетов для турбодетекторов ТД-800 для холодного и переходного периодов года приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Расчет энергетической эффективности разработанного решения на основе ТД-800 (площадь активной крыльчатки  $\approx 0,4948 \text{ м}^2$ , количество – 16 шт.)**

Наименован.	Янв.	Фев.	Март	Апр.	Май	Сент.	Окт.	Нояб	Дек.
$\vartheta$ , м/с	2,5	2,5	2,5	2,3	2,2	2	2,3	2,4	2,5
$\vartheta_{\text{выс}}$ , м/с	4,49	4,49	4,49	4,13	3,95	3,59	4,13	4,31	4,49
$t_n$ , °С	-7,1	-7,6	-1,8	6	12,5	10,6	5	-2,4	-5,8
$\rho_{\text{возд}}$ , кг/м <sup>3</sup>	1,32	1,32	1,296	1,260	1,23	1,24	1,27	1,3	1,32
$N_{\text{в.п}}$ , Вт	29,6	29,61	28,98	21,93	18,76	14,19	22,02	25,69	29,4 1
$\mathcal{E}_{\text{в.п}}$ , Вт·ч	709	710,8	695,5	526,5	450,2	340,57	528,40	616,7	706
$\mathcal{E}_{\text{т.д}}$ , Вт·ч	326	327	319,9	242,1	207,1	156,66	243,06	283,7	325
Штиль, %	19 %	19 %	19 %	21 %	27 %	31 %	23 %	19 %	16 %
Кол-во дней без штиля	25	24	25	24	23	21	24	24	26
$\mathcal{E}_{\text{т.д}}$ , кВт·ч /мес.	8,16	7,85	8,00	5,81	4,76	3,29	5,83	6,81	8,44
$\mathcal{E}_{\text{т.д}}$ , кВт·ч/год	65,79								
$\mathcal{E}_{\text{т.д.общ}}$ , кВт·ч/год	1052,675								

**Примечание:**  $\bar{v}$  – средняя месячная скорость ветра, принимается по [5], м/с;  $\bar{v}_{\text{выс}}$  – средняя месячная скорость ветра с поправкой на высоту, м/с;  $t_n$  – средняя месячная температура наружного воздуха, °С;  $\rho_{\text{возд}}$  – плотность наружного воздуха, кг/м<sup>3</sup>, в зависимости от  $t_n$ , °С;  $N_{\text{в.п}}$  – мощность воздушного потока, Вт;  $\mathcal{E}_{\text{в.п}}$  – потенциальная вырабатываемая электроэнергия воздушного потока, Вт·ч;  $\mathcal{E}_{\text{т.д}}$  – потенциальная вырабатываемая электроэнергия турбодефлектором, Вт·ч; штиль – средне-месячное количество штилей в месяце, %; кол-во дней без штиля – среднemesячное количество дней без штиля;  $\mathcal{E}_{\text{т.д}}$  – потенциальная вырабатываемая электроэнергия одним турбодефлектором за месяц, кВт·ч/мес.;  $\mathcal{E}_{\text{т.д.г}}$  – потенциальная вырабатываемая электроэнергия одним турбодефлектором за год, кВт·ч/год;  $\mathcal{E}_{\text{т.д.общ}}$  – потенциальная вырабатываемая электроэнергия общим количеством турбодефлекторов за год кВт·ч/год.

Так, в год турбодефлекторы типа ТД-680 и ТД-800 способны вырабатывать от 50 до 60 кВт·ч электроэнергии. За год потенциальная выработка электроэнергии всеми турбодефлекторами многоквартирного жилого дома составляет более 1900 кВт·ч. При этом, количество электроэнергии на нужды двигателей турбодефлекторов будет на 40 % меньше, чем на двигатели вентиляторов механической системы вентиляции.

На основании проведенных расчетов был построен график потенциальной годовой выработки электроэнергии (рис. 3).

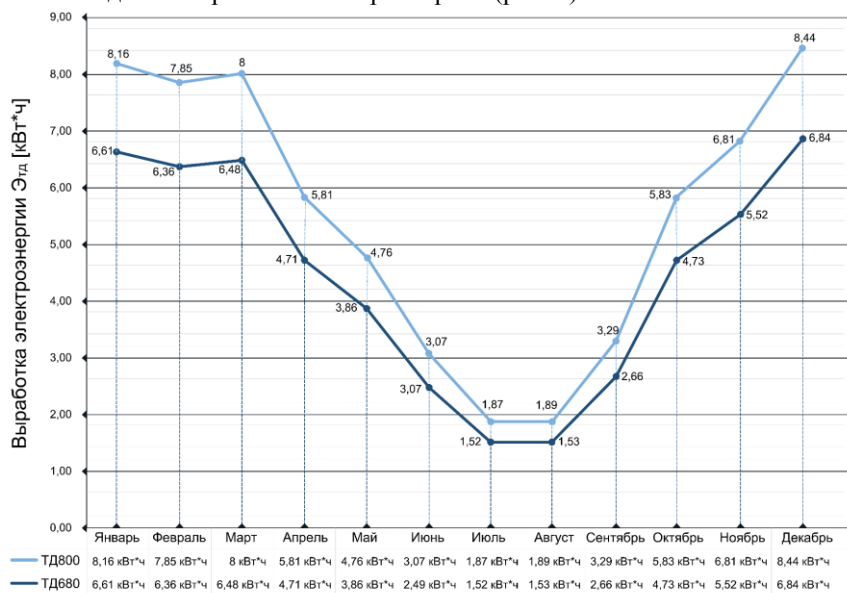


Рис. 3. Годовой график потенциальной выработки электроэнергии турбодефлекторами ТД-800 и ТД-600

Из анализа графика видно, что наиболее благоприятные условия для выработки электроэнергии являются холодные и умеренно-холодные пери-

оды года с января по апрель и с октября по декабрь [6]. На основании изложенного можно сделать вывод, что условия для работы систем естественной вентиляции являются благоприятными и выработанную электроэнергию целесообразно использовать на общедомовые нужды, такие как освещение входных групп и лестничных клеток. Минимум выработки приходится на теплый период года с мая по сентябрь, и погодные условия в теплый период года не смогут обеспечить бесперебойную работу естественной вентиляции. Следовательно, выработанную электроэнергию необходимо направлять, в первую очередь, на принудительную работу турбодефлекторов.

Таким образом, разработано новое энергетически и экономически эффективное техническое решение по использованию гибридной вентиляции в многоквартирных жилых домах. Проведен анализ энергетической эффективности реализации разработанного технического решения на примере 17-ти этажного 6-ти секционного многоквартирного дома, расположенного в одном из районов г. Москвы. Установлено, что потенциальная выработка электроэнергии составляет около 2000 кВт·ч.

Результаты работы рассмотрены руководством компании по строительству многоквартирных домов ООО «СтройДомСервис», эксплуатирующей компанией ООО «НВ-Сервис» и приняты к реализации в жилых домах района «Новые Ватушки» в г. Москва.

#### Библиографический список

1. Краснов Ю.С. и др. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке / Ю.С. Краснов, А.П. Борисоглебская и др. – М.: ТЕРМОКУЛ, 2004.
2. Турбодефлектор для вентиляции: принцип работы и их виды. <https://sovet-ingenera.com/vent/oborud/turbodeflektor-dlya-ventilyacii.html> (Дата обращения: 12.09.2019).
3. Патент № 183910 (RU). МПК F24F 7/00. Устройство для вентиляции помещений / Марченко А.В., Кузнецов Р.О., Табаков Н.А., Шарапов В.И.; заявл.31.05.2018; опубл. 08.10.2018. Бюл. №28.
4. Методы аэродинамического проектирования ВЭУ <https://research-journal.org/technical/metody-aerodinamicheskogo-proektirovaniya-veu/> (Дата обращения: 15.02.2020).
5. Справка ФГБУ «Центральное управление по гидрометеорологии и мониторингу окружающей среды» о краткой климатической характеристике поселения Десеновское г. Москвы за 2019 г.
6. Кузнецов Р.О., Марченко А.В. О разработке технических решений по гибридной вентиляции в сфере ЖКХ // Вузовская наука в современных условиях: сборник материалов 54-й научно-технической конференции (27 января – 1 января 2020 г.). В 3 ч. Ч. 2. – Ульяновск: УлГТУ, 2020. С. 66-70.

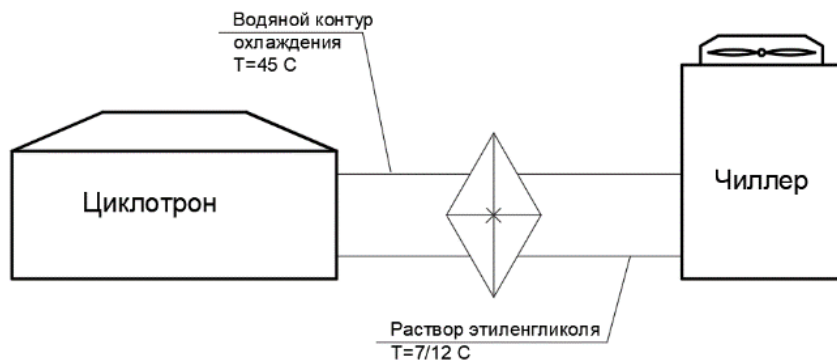
## О ВОЗМОЖНОСТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ЦЕНТРОВ ПРОТОННОЙ ТЕРАПИИ НА ПРИМЕРЕ ФЕДЕРАЛЬНОГО ВЫСОКОТЕХНОЛОГИЧНОГО ЦЕНТРА МЕДИЦИНСКОЙ РАДИОЛОГИИ ФМБА РОССИИ В УЛЬЯНОВСКОЙ ОБЛАСТИ

*Марченко А.В., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

*Маричев Е.А., магистрант, ФГБОУ ВО «УлГТУ», ведущий инженер ПТО ООО «Системы кондиционирования» г. Ульяновск*

Центр позитронно–эмиссионной терапии в г. Димитровград Ульяновской области является единственным в России и самым крупным в Европе комплексом ядерной медицины замкнутого цикла, в котором представлены все существующие сегодня методы диагностики и лечения онкологических заболеваний.

Для реализации процесса протонной терапии используется циклотрон – циклический ускоритель нерелятивистских тяжёлых заряженных частиц [1, 2]. Циклотрон потребляет значительное количество электрической энергии, которая в ходе его работы переходит в тепловую энергию. Для отвода тепловой энергии от циклотрона в центрах медицинской радиологии применяется холодильная машина – чиллер (рис. 1).



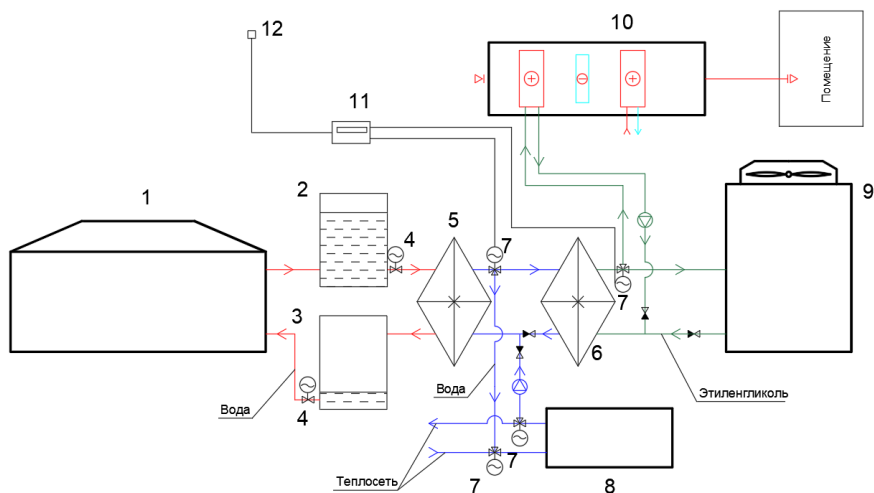
**Рис. 1.** Существующая схема охлаждения циклотрона в Центре медицинской радиологии ФМБА России в г. Димитровград

На кафедре «Теплогасоснабжение и вентиляция» УлГТУ авторами разработаны способы полезного использования сбросной теплоты систем кондиционирования центров протонной терапии. Предложено усовершенствовать принципиальную схему системы охлаждения циклотрона, в которой реализован отбор теплоты на нужды отопления и вентиляции здания в холодный и переходный периоды года.

Теплоизбытки от циклотрона можно полезно использовать для повышения энергоэффективности систем отопления, горячего водоснабжения или вентиляции помещений центра протонной терапии.

Установлено, что за счет отбора теплоты циклотрона на нужды отопления и вентиляции понижается нагрузка на холодильную машину и, следовательно, потребление электрической энергии, а также снижаются затраты на тепловую энергию для системы отопления центра медицинской радиологии [3].

Чтобы реализовать эффективную работу системы охлаждения циклотрона, разработана схема полезного использования теплоты в системах отопления и вентиляции (рис. 2), в которой дополнительно предусмотрены баки-аккумуляторы, теплообменник, регулирующие клапаны, погодное регулирование и включение в контур систем отопления и вентиляции.



**Рис. 2.** Предлагаемая схема полезного использования теплоты от chillеров центров медицинской радиологии в системах отопления и вентиляции: 1 – циклотрон; 2, 3 – баки-аккумуляторы; 4 – регулятор расхода; 5 – водоводяной теплообменник; 6 – теплообменник вода - гликоль; 7 – регулирующий клапан; 8 – система отопления; 9 – чиллер; 10 – система вентиляции; 11 – блок управления режимами работы; 12 – датчик температуры наружного воздуха

Принцип работы заключается в следующем: при работе циклотрона 1 выделяется значительное количество тепловой энергии, которое отводится с помощью холодильной машины – chillера 9.

Предложенное авторами техническое решение предполагает три режима работы:

– режим «*летний*»: охлаждение циклотрона происходит в штатном режиме чиллером 9. Нагретый в циклотроне 1 теплоноситель циркулирует через теплообменник 5, охлаждаемый чиллером 9;

– режим «*переходный период*»: в переходный период года, когда отопление еще не функционирует, а температура в здании уже снижается, по показаниям датчика температуры наружного воздуха 12, блок управления режимами работы 11 переводит трехходовый клапан в такое положение, чтобы нагретый теплоноситель от циклотрона 1 направлялся на нужды отопления;

– режим «*зимний*»: в холодный период года, когда в системе вентиляции 10 требуется нагрев приточного воздуха, по показаниям датчика температуры наружного воздуха 12, блок управления режимами работы 11 переводит трехходовые клапаны в такое положение, чтобы теплоноситель перестал циркулировать в системе отопления 8 и направился в гликолеводяной теплообменник 6, отдав теплоту этиленгликолю, который поступает в воздушнонагреватель первой ступени системы вентиляции 10 и нагревает приточный воздух для помещений центра протонной терапии.

Ввиду того, что протонная терапия длится от 10 до 40 мин циклотрон 1 работает периодически, и поэтому выделение теплоты происходит скачками, для снижения колебаний тепловой мощности в системе предусмотрены баки-аккумуляторы 2, 3. Если циклотрон 1 работает, то теплоноситель накапливается в баке 2, а из бака 3 теплоноситель расходуется на охлаждение циклотрона 1. При остановке циклотрона 1 теплоноситель движется из бака 2 в бак 3 через теплообменник 5, отдавая теплоту промежуточному теплоносителю – воде. Так обеспечивается постоянный теплосъем с теплообменника 5.

Реализация разработанного технического решения для повышения энергетической эффективности центров протонной терапии на примере Федерального высокотехнологического центра медицинской радиологии ФМБА России в Ульяновской области позволяет [4]:

– сократить затраты электроэнергии для работы холодильной машины;

– повысить эффективность системы вентиляции в холодный период года за счет отбора теплоты от циклотрона на подогрев приточного воздуха;

– увеличить эффективность системы отопления в переходный период года за счет нагрева теплоносителя в теплообменнике теплотой, выделенной от циклотрона;

– обеспечить автоматическое управление режимами работы в зависимости от погодных условий;

– повысить стабильность и надежность системы охлаждения циклического ускорителя частиц за счет использования трех охлаждающих циклотрон контуров – чиллера, системы отопления и системы вентиляции.



Таким образом, использование сбросной теплоты от циклотрона на нужды систем обеспечения микроклимата зданий протонной терапии позволяет сократить эксплуатационные затраты на инженерное оборудование, обеспечить утилизацию низкопотенциальной теплоты и снизить выбросы теплоизбытков в атмосферу.

#### Библиографический список

1. Ливингуд Д. Принципы работы циклических ускорителей. – М.: Иностранная литература, 2004.
2. Саркисян Л.А. Ускорение в классическом циклотроне электронов / Электронная библиотека Росатома <http://elib.biblioatom.ru/> (Дата обращения: 02.10.2020).
3. Маричев Е.А., Марченко А.В. Повышение энергетической эффективности систем кондиционирования центров протонной терапии // Вузская наука в современных условиях: сборник материалов 54-й научно-технической конференции (27 января – 1 января 2020 г.). В 3 ч. Ч. 2. – Ульяновск: УлГТУ, 2020. С. 71-73.
4. Маричев Е.А., Марченко А.В. Использование сбросной теплоты систем кондиционирования в холодный и переходный периоды года // Студенческая научно-техническая конференция. Тезисы докладов (апрель 2020 г.) – Ульяновск, 2020. С. 46.

### **ДИНАМИЧЕСКИЙ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ ФАСАД С ИЗМЕНЯЕМЫМИ СВОЙСТВАМИ ДЛЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ЗДАНИЙ**

*Плотникова С.В., инженер, ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

В настоящее время при проектировании энергоэффективных зданий в России, как правило, используются конструктивные решения ограждающих конструкций с постоянными теплофизическими свойствами, которые значительно ухудшаются в процессе эксплуатации [1].

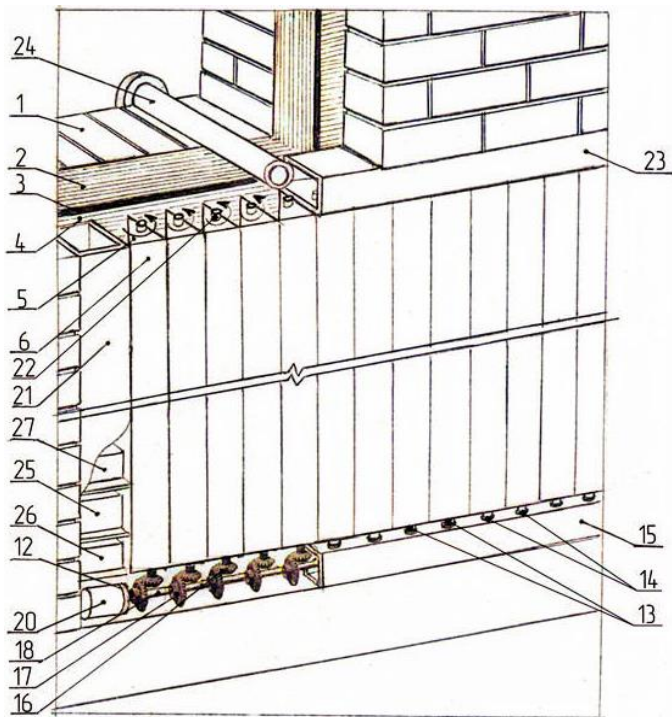
Задачей предлагаемого решения является автоматизированное регулирование теплофизических свойств стены здания в зависимости от изменения погодных и эксплуатационных условий, повышение эффективности использования солнечной энергии для воздушного отопления помещений здания, обеспечение подогрева свежего воздуха при его подаче через приточный клапан, снижение затрат на поддержание оптимальных параметров микроклимата в жаркие дни.

Вышеуказанный результат достигается тем, что предлагаемый динамический энергосберегающий фасад с изменяемыми свойствами содержит стену из традиционных стеновых материалов (монолитный бетон, кирпич, блоки из ячеистого бетона, деревянный брус и т.п.) со слоем эффективного утеплителя, например из минеральной ваты, покрытой ветро-

гидрозащитной мембраной, и наружный динамический слой, состоящий из установленных с возможностью синхронного поворота вокруг своих параллельно расположенных в одной плоскости вертикальных осей треугольных призм, боковые грани которых выстраиваясь в одной плоскости образуют наружные и внутренние поверхности со следующими свойствами: первая грань в виде вакуумированного стеклопакета толщиной 6–8 мм с вакуумом  $10^{-3}$ – $10^{-4}$  мм рт.ст. и с селективным покрытием на внутренней поверхности стекла с излучательной способностью  $\varepsilon = 0,10$ – $0,20$ , соединенного с двумя другими гранями, имеющими на внутренних поверхностях селективное покрытие с коэффициентом поглощения  $\alpha = 0,80$ – $0,95$  и излучательной способностью  $\varepsilon = 0,10$ – $0,20$ ; вторая грань имеет покрытие на внешней стороне с коэффициентом отражения  $\rho = 0,85$ – $0,90$  и третья грань на внешней стороне имеет пленочную солнечную батарею. Верхние заглушки треугольных призм выходят своими полыми патрубками в горизонтально расположенный герметичный короб, имеющий перпендикулярно расположенный к нему канал с приточным клапаном, выходящим на внутреннюю грань стены. Имеется устройство для поворота призм и блок управления, работающие в автоматическом режиме по заданной программе при изменении условий эксплуатации, а также контроллер для преобразования солнечной энергии в электрическую, аккумуляторная батарея и инвертор для преобразования постоянного электрического тока в переменный (рисунок 1).

Динамический энергосберегающий фасад с изменяемыми свойствами работает в 5-ти режимах.

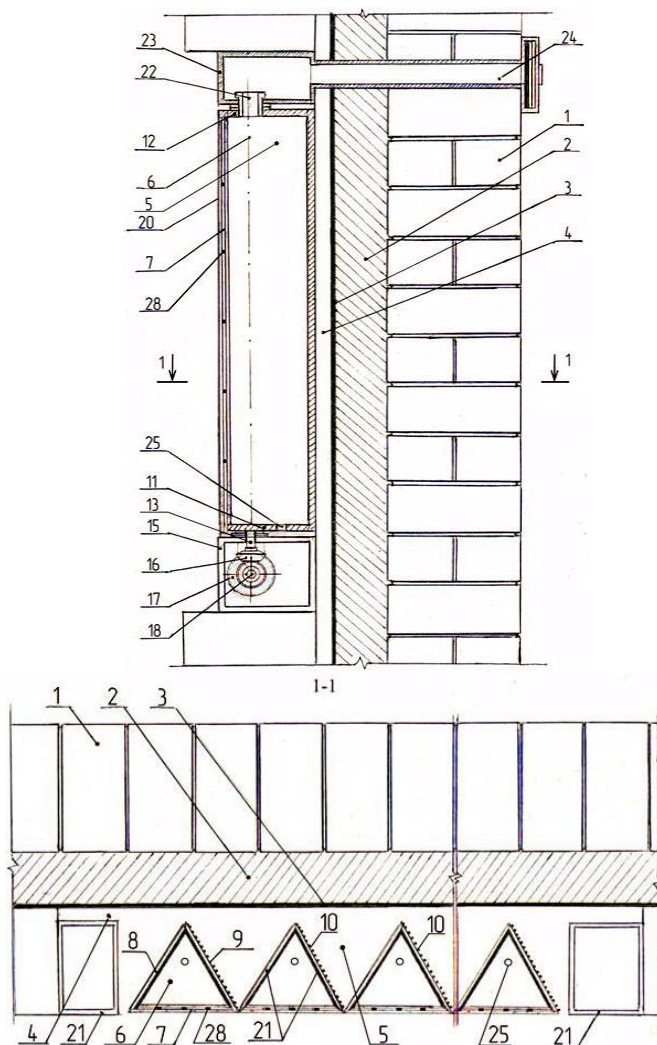
Режим 1. Наружные грани призм создают плоскость динамического энергосберегающего фасада из вакуумированных стеклопакетов (рисунок 3). В данном режиме динамический энергосберегающий фасад работает как солнечный воздушный коллектор, обеспечивающий воздушное отопление в солнечный день и подачу подогретого свежего воздуха в помещения. Солнечное излучение проходит через вакуумированные стеклопакеты и попадает на внутренние поверхности граней призм с коэффициентом поглощения  $\alpha = 0,80$ – $0,95$  и излучательной способностью  $\varepsilon = 0,1$ – $0,2$ , нагревает их, от которых, в свою очередь, нагревается воздух в призмах. Потери тепла снижаются за счет вакуумированного стеклопакета с вакуумом  $10^{-3}$ – $10^{-4}$  мм рт.ст. Воздух поступает через отверстия, находящиеся в нижних заглушках призм, нагревается и попадает через полые патрубки верхних заглушек в верхний герметичный короб и через приточный клапан попадает в помещение. Приточный клапан имеет фильтр и заслонку для регулирования проходного отверстия.



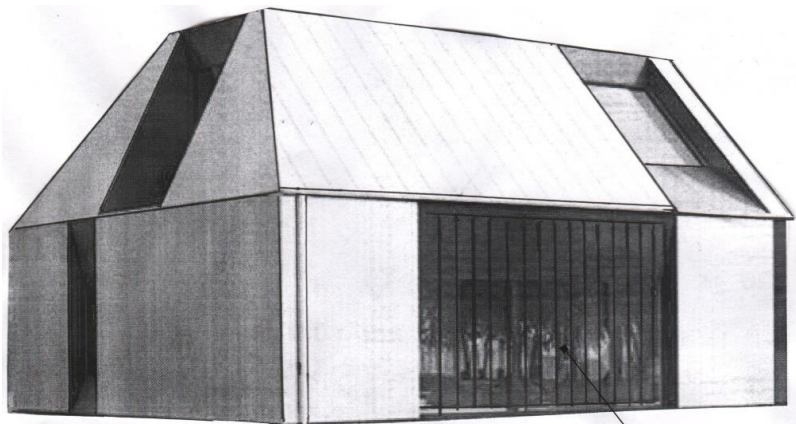
**Рис. 1.** Общая схема конструктивного решения стены с динамическим энерго-сберегающим фасадом с изменяемыми свойствами:

1 – стена; 2 – эффективный утеплитель; 3 – ветро-гидрозащитная мембрана; 4 – воздушный зазор; 5 – наружный динамический слой; 6 – треугольные поворотные призмы; 7, 8, 9 – боковые грани призм (7 – грань в виде вакуумированного стеклопакета толщиной 6–8 мм с вакуумом  $10^{-3}$ - $10^{-4}$  мм рт.ст. и с селективным покрытием на внутренней поверхности стекла с излучательной способностью  $\varepsilon = 0,10$ – $0,20$ ; 8 – грань, имеющая на внутренней поверхности селективное покрытие с коэффициентом поглощения  $\alpha = 0,80$ – $0,95$  и излучательной способностью  $\varepsilon = 0,10$ – $0,20$ , а на внешней стороне – покрытие с коэффициентом отражения  $\rho = 0,85$ – $0,90$ ; 9 – грань, имеющая на внутренней поверхности селективное покрытие с коэффициентом поглощения  $\alpha = 0,80$ – $0,95$  и излучательной способностью  $\varepsilon = 0,10$ – $0,20$ , а на внешней стороне – пленочную солнечную батарею); 10 – пленочная солнечная батарея; 11, 12 – нижние и верхние заглушки треугольных поворотных призм; 13 – втулки; 14 – посадочные отверстия; 15 – нижний горизонтальный короб; 16 – ведомая шестерня; 17 – ведущая шестерня; 18 – горизонтальный вал; 19 – редуктор; 20 – шаговый двигатель; 21 – стойки; 22 – полые патрубки треугольных призм; 23 – верхний короб; 24 – канал с приточным клапаном; 25 – контроллер; 26 – аккумуляторная батарея; 27 – инвентор для преобразования постоянного электрического тока в переменный

На рисунке 2 показаны вертикальный и горизонтальный разрезы стены с динамическим энергосберегающим фасадом.

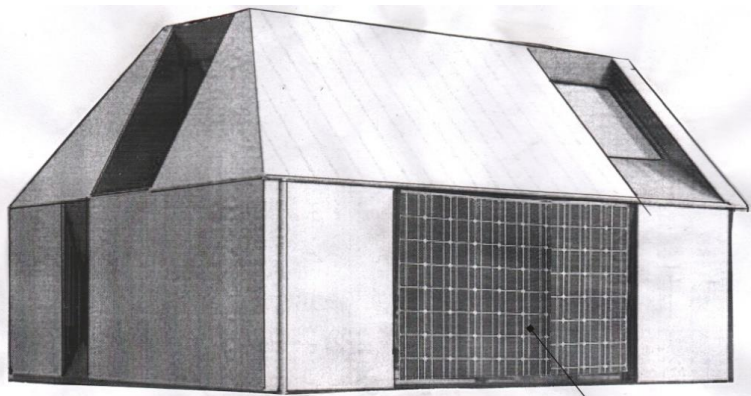


**Рис. 2.** Вертикальный и горизонтальный разрезы стены с динамическим энергосберегающим фасадом с изменяемыми свойствами. Обозначения соответствуют обозначениям на рисунке 1



**Рис. 3.** Общий вид динамического энергосберегающего фасада здания с изменяемыми свойствами, работающего в режиме 1

Режим 2. Наружные грани призм, покрытые пленочными солнечными панелями, создают на фасаде плоскую поверхность, работающую как солнечная батарея (рисунок 4).

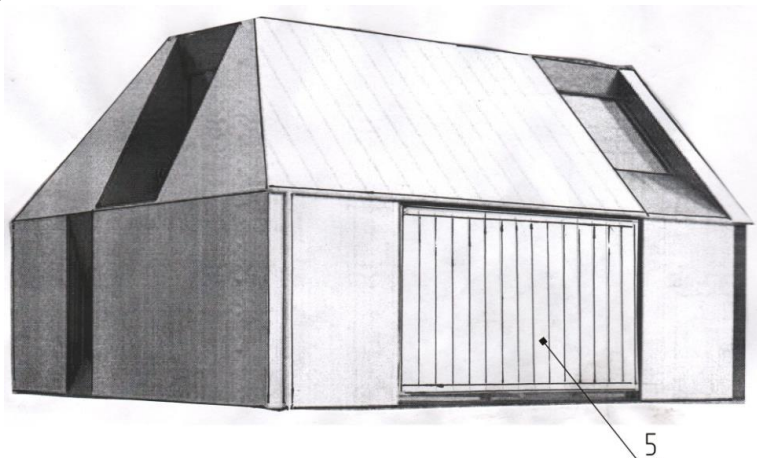


**Рис. 4.** Общий вид динамического энергосберегающего фасада здания с изменяемыми свойствами, работающего в режиме 2

Солнечная энергия с помощью контроллера преобразуется в электрическую и заряжает аккумуляторную батарею. Постоянный ток с помощью инвертора преобразуется в переменный и используется для работы всей системы. Динамический фасад может работать в автономном режиме по заданной программе. Блок управления при использовании датчиков време-

ни и датчиков, реагирующих на яркость света, автоматически устанавливает заданный режим.

Режим 3. Наружные грани призм создают плоскость динамического энергосберегающего фасада с коэффициентом отражения  $\rho = 0,85-0,90$  (рисунки 5).



**Рис. 5.** Общий вид динамического энергосберегающего фасада здания с изменяемыми свойствами, работающего в режиме 3

В этом режиме динамический энергосберегающий фасад отражает солнечное излучение в жаркий день и этим охлаждает стену. При этом положение грань призмы из вакуумированного стеклопакета также будет препятствовать нагреву стены.

Режим 4. В данном режиме между призмами создается зазор для удаления в летний период накопленной в зимний период влаги из стены и эффективного утеплителя. В данном режиме расположение призм может иметь три варианта и наряду с сушкой утеплителя может работать и в режиме, например, солнечных батарей.

Режим 5. В жаркий день грани призм из вакуумированных стеклопакетов, располагаясь параллельно эффективному утеплителю, создают сплошную плоскость, препятствующую проникновению теплого наружного воздуха с улицы. При этом другие грани призм отражают солнечное излучение на поверхность солнечных батарей, способствуя охлаждению стены и обеспечивая работу солнечных батарей.

Таким образом, ограждающая конструкция с управляемыми свойствами, работая в автоматическом режиме, позволяет значительно снизить затраты на обеспечение комфортных условий в помещениях зданий при различных условиях их эксплуатации. На представленное техническое решение динамического фасада получен патент на изобретение [2]

## **Выводы**

1. Разработанный динамический энергосберегающий фасад с изменяемыми свойствами позволяет осуществить автоматизированное регулирование теплофизических свойств стены здания в зависимости от изменения погодных и эксплуатационных условий, повышение эффективности использования солнечной энергии для воздушного отопления помещений здания, обеспечение подогрева свежего воздуха при его подаче через приточный клапан.

2. Динамический энергосберегающий фасад может быть одним из элементов интеллектуального здания, которое как живой организм будет подстраиваться под изменения погодных и климатических условий и создавать оптимальные для человека условия микроклимата в помещениях.

### **Библиографический список**

1. Плотникова С.В., Викторов Д.А. Влияние ограждающих конструкций на обеспечение экологической безопасности зданий // Биосферная совместимость: человек, регион, технологии. 2015. № 4 (12). С.45-51.

2. Плотникова С.В. Энергосберегающая стена с регулируемыми теплозащитными свойствами: пат. RU 2710157, МПК, E04B 1/76, E04B 2/00, E06B 3/67. Опубликовано 24.12.2019, Бюл. №36.

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ЭФФЕКТИВНОЙ РАБОТЫ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ В ЖИЛЫХ МНОГОКВАРТИРНЫХ ДОМАХ**

*Симбирев О.В., аспирант, ФГБОУ ВО «ТИУ»  
Жилина Т.С., к.т.н., проф., ФГБОУ ВО «ТИУ»*

Одним из актуальных вопросов в области энергосбережения многоквартирных жилых домов остается вентиляция и организация воздухообмена. Для обеспечения нормативных значений притока свежего воздуха и удаления загрязненного, требуется существенная доля затрат тепловой энергии на нагрев приточного воздуха в холодный период, которая в ряде случаев может достигать 50 % в зависимости от региона строительства [1].

Цель рассматриваемой работы заключалась в повышении эффективности работы системы вентиляции жилых домов в целом и для каждой отдельной ее составляющей.

В качестве объектов исследования рассмотрены воздушные потоки сборном канале с четырьмя каналами-спутниками системы естественной вентиляции и распределение параметров воздуха в жилой комнате многоквартирного дома. Исследования проводились средствами вычислительной гидродинамики, а также натурного эксперимента.

В качестве начального этапа анализа рассматривается гидродинамическая модель вытяжного сборного воздуховода (400x270 мм) с каналами-

спутниками (140x140 мм) в холодный и переходный периоды года, выполненная в ANSYS модуль CFX.

Исходными данными моделирования служат 3D геометрия типового для пятиэтажных зданий сборного канала с четырьмя каналами-спутниками (рис. 1) и рассчитанные перепады давления (табл. 1). Каналы приняты с кирпичными стенками, шероховатость – 4 мм.

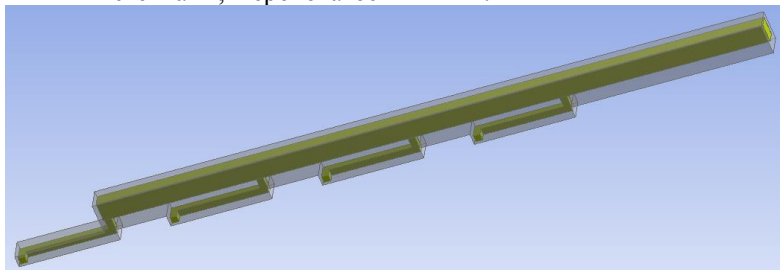


Рис. 1. Исследуемая геометрия

Таблица 1

**Расчетные перепады давления при математическом моделировании работы системы вентиляции**

Этаж, №		1	2	3	4
Перепад давления, Па	в переходный период	11,86	9,85	7,84	5,83
	в холодный период	57,76	47,98	38,20	28,41

Результаты вычислений представлены в виде графиков на рисунках 2 и 3.

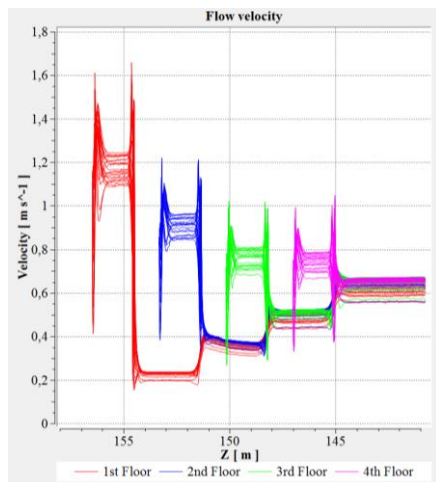


Рис. 2. Результаты расчета системы вентиляции в переходный период

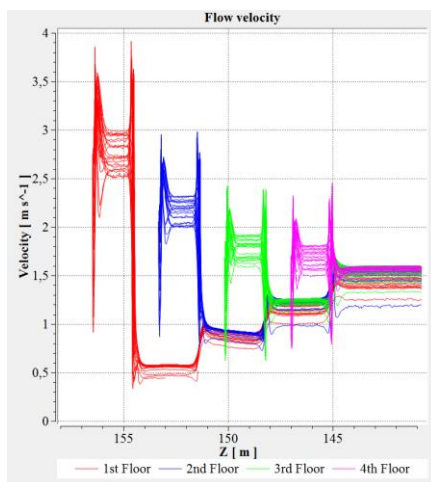


Рис. 3. Результаты расчета системы вентиляции в холодный период



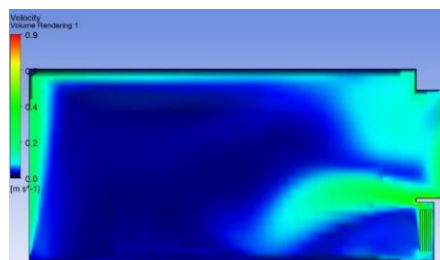
Вторым этапом анализа стала модель распределения параметров воздуха в помещении, разработанная в ANSYS модуле Fluent, так как данный модуль способен учесть конвективное движение воздуха вблизи отопительного прибора.

Приток воздуха в условиях модели принят через окно в режиме щелевого проветривания. Геометрия помещения соответствует геометрии исследуемого в рамках эксперимента помещения (рис. 6). Расход воздуха составляет 42 м<sup>3</sup>/ч. Температура на поверхности отопительного прибора 60 °С. Температура приточного воздуха -10 °С (осредненная температура за отопительный период в регионах западной Сибири).

Результаты моделирования приведены на рисунках 4 и 5.

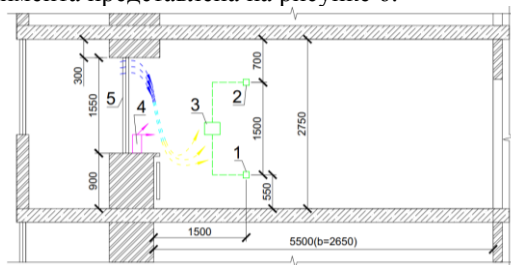


**Рис. 4.** Модель распределения температур в объеме помещения



**Рис. 5.** Модель распределения скоростей в объеме помещения

Третий этап анализа – натурный эксперимент по определению распределения параметров приточного воздуха в обслуживаемой зоне помещения [2]. Схема эксперимента представлена на рисунке 6.



**Рис. 6.** Схема эксперимента: 1, 2 – датчики температуры и влажности (расположенные на расстоянии в 1,5 м от внутренней стены); 3 – контроллер; 4 – ультразвуковой увлажнитель воздуха; 5 – окно

Эксперимент проводился 9 февраля 2020 года в г. Тюмень. Температура наружного воздуха изменялась во время эксперимента следующим образом: 12:00 – минус 19 °С; 15:00 – минус 17 °С; 18:00 – минус 19 °С; 21: 00 – минус 22 °С; 24:00 – минус 24 °С. Максимальная скорость ветра – 3 м/с. Относительная влажность наружного воздуха – 76 %. Атмосферное давление – 754 мм.

В процессе проведения эксперимента с целью установления распределения приточного воздуха и его параметров в объеме помещения и влияния конвекции, создаваемой отопительным прибором, замеры производились:

– при различных режимах проветривания (закрыто или «щелевое» проветривание);

– при режимах работы увлажнителя воздуха (вкл./выкл.) и различных направлениях струи пара от увлажнителя (в нижнюю половину обслуживаемой зоны или равномерно);

– при различных комбинациях, описанных выше условий.

Работа ультразвукового увлажнителя воздуха будет направлена на создание микроклимата и на придание приточному воздуху повышенной относительной влажности для его индикации датчиками в объеме помещения.

Краткое описание этапов эксперимента:

1. Начало эксперимента 12:57 никаких процессов, оказывающих влияние на показания датчиков, в помещении не происходит (окно в режиме «щелевого проветривания»), увлажнитель выключен).

2. 14:32 в смежном помещении соединенным с помещением, в котором производятся замеры, через общую остекленную (остекление в режиме «щелевого проветривания») лоджию и общий коридор начались влажные процессы (приготовление пищи) процессы окончены в 15:00.

3. В 15:30 в наблюдаемом помещении изменено положение створки окна в режим «закрыто».

4. С 17:00 и до 17:25 при включении увлажнителя воздуха с направленной струей пара в нижнюю половину ОЗ и закрытом окне.

5. 19:20 увлажнитель воздуха включен, распределение пара равномерно, положение створки окна в режиме «щелевого проветривания».

6. С 20:55 до 22:10 - завершение моделирования различных ситуаций: створка окна в режиме «закрыто», увлажнитель воздуха выключен.

По завершению эксперимента были получены результаты, представленные на рисунке 7.

Завершающим четвертым этапом анализа стала оценка прочих факторов, влияющих на движение воздуха и распределение его параметров в квартире. такими факторами являлись: ориентация наружных ограждающих конструкций, в которых предполагается наличие приточных устройств, планировка квартир, размещение приточных и вытяжных устройств, а также положение дверей в помещениях (открыто/закрыто).

#### **Результаты анализа этапов:**

**Первый.** По результатам моделирования и представленным распределениям скоростей наблюдается одинаковый расход воздуха на всех каналах-спутниках. В холодный период года возможен избыточный расход воздуха за счет большого перепада давления. В переходный период расход

воздуха в каждом канале-спутнике недостаточный. В теплый период года такая система работать не будет по причине отсутствия перепада давления.



Рис. 7. Результаты замеров

**Второй и третий.** Полученные результаты распределения температур и относительной влажности свидетельствуют об отсутствии в обслуживаемой зоне областей пониженных температур. Распределение потоков в объеме помещения говорит о достаточной эффективности проветривания, наблюдается приток свежего подогретого приточного воздуха, стекающего с плоскости подоконника и направляемого конвективным потоком в обслуживаемую зону [3]. Подоконник является своеобразной направляющей плоскостью для конвективной струи, как видно из рисунков 3 и 4. Таким образом описанная схема вентиляции отвечает регламентируемым требованиям ГОСТ Р. 30494-2011 и СанПиН 2.1.2.2645-10, помимо этого является эффективной с точки зрения воздухообмена [4].

Также регистрируемые значения относительной влажности в периоды проветривания с выключенным увлажнителем воздуха составляют менее 20%. При расходе воздуха, соответствующему нормативным значениям, в холодный период года невозможно добиться поддержания оптимальных параметров микроклимата. Таким образом, расход сухого (низкое влагосодержание) приточного воздуха необходимо сокращать, для того чтобы не снижать относительную влажность в помещении ниже регламентированной оптимальной [5].

**Четвертый.** Также на распределение воздуха, а значит и на эффективность вентиляции, может влиять ориентация наружных стен помещений квартиры. При ориентации наружных стен на разные фасады может появиться эффект сквозного проветривания, с которым достаточно трудно бо-

ротья в зданиях с естественным притоком, расположенных в регионах с регулярным ветровым воздействием [6].

Эффективность вентиляции и гигиенические показатели воздушной среды квартиры во многом зависят и от планировки. Траектория движения воздуха от притока к вытяжке должна быть нормативно зафиксирована для выполнения одного из ключевых правил вентиляции: приток в чистую зону или обслуживающую/рабочую, вытяжка из загрязненной [7]. Например, ситуация, когда из жилой комнаты воздух движется через грязную зону прихожей и попадает в ванную комнату – чистое помещение с высокой температурой и влажностью, то есть с идеальными условиями для размножения различных микроорганизмов. Аналогичная ситуация с размещением вытяжного устройства в совмещенном санузле.

Расход приточного воздуха возможно уменьшить, выделив в помещениях функциональные зоны, например, зона отдыха, зона приготовления/приятия пищи, мокрая зона (ванная комната, совмещенный санузел). Учитывая, что в квартире большое количество площадей не используется для постоянного пребывания или осуществления какой-либо деятельности можно сократить расход воздуха, подавая его сосредоточенно и с большей скоростью. Это позволит повысить долю свежего, приточного воздуха во вдыхаемом, сохранить тепловой комфорт и уменьшить потребность в большом количестве наружного воздуха направляя поток в необходимую зону [8]. А удаление воздуха предусмотреть при помощи вентиляторов, включаемых по сигналам датчика или таймеру.

Существенную роль в организации вентиляции оказывает положение дверей открыто/закрыто в помещениях, а также герметичность ограждающих конструкций, не задействованных в организации вентиляции, например, входная дверь. Так закрытые двери в санузлах будут препятствовать нормальной работе естественной вентиляции, а негерметичная входная дверь будет способствовать перетеканию загрязненного воздуха в квартиру.

**Компилируя результаты всех этапов анализа можно сделать следующие выводы:**

- вентиляция с естественным притоком и вытяжкой не может быть эффективна в течение всего года, а также зависима от многих факторов;

- на эффективность проветривания в значительной мере влияют: расположение источника приточного воздуха, геометрические характеристики места расположения отопительного прибора, а также преграды на пути конвективной струи;

- требуется регламентирование траектории движения воздуха в пределах квартиры и размещения вытяжных устройств относительно источников загрязнений;

- следует рассматривать приточную и вытяжную вентиляции как единую систему, с учетом положения дверей, траектории движения воздуха и т.д.;

– разделение помещений на функциональные зоны с регулируемым притоком и контролем работы вытяжных устройств средствами автоматики позволит сократить расход воздуха;

– оптимальной схемой для достижения целей энергоэффективности и сменяемости воздуха будет являться механический приток и естественная вытяжка с механическим периодически открывающимся клапаном.

#### Библиографический список

1. Сиразетдинов, Р. М., Мавлютова, А. Р., Асадуллина, Р. Р. Применение инновационных энергоэффективных технологий как эффективный способ снижения эксплуатационных затрат объектов недвижимости (на примере внедрения системы рекуперации воздуха) // Российское предпринимательство. 2016. Т. 17. №. 21. С. 2963–2970.

2. Симбирев О.В., Жилина Т.С., Миронов В.В., Шаповал А.Ф. Оценка влияния конвекции на организацию воздухообмена в жилом помещении // Перспективы науки. 2020. № 6(129). С. 58–63.

3. Кривошеин А. Д. Обеспечение регулируемого притока воздуха в жилых зданиях: проблемы и решения // АВОК. 2018. №4. С. 32–41.

4. Смирнова О. Н., Стахов А. Е. Особенности систем вентиляции и кондиционирования общественных мест // Традиционная и инновационная наука: история, современное состояние, перспективы. 2019. С. 86–89.

5. Carrer P. et al. On the development of health-based ventilation guidelines: Principles and framework. International journal of environmental research and public health. 2018. №. 7. Vol. 15. Pp. 171–191.

6. Kosutova K. et al. Cross-ventilation in a generic isolated building equipped with louvers: Wind-tunnel experiments and CFD simulations // Building and Environment. 2019. Т. 154. Pp. 263-280.

7. Сайфутдинова А. М., Куприянов В. Н. Качественные характеристики воздухообмена жилых помещений и их зависимость от объемно-планировочных и конструктивных решений зданий // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. 2014. №. 1 (27). С. 113–118.

8. Xing H., Hatton A., Awbi H. B. A study of the air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation // Building and environment. – 2001. Т. 36. №. 7. Pp. 809-820.

### **ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ НА ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ В ПРОЕКТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ**

*Сухов А.Д., аспирант, ФГАОУ ВО «УрФУ»*

Расчётные методики в строительстве, разработанные несколько десятилетий назад, нуждаются в корректировке, которая сделает их более точ-

ными и позволит учесть большее количество факторов. Современные расчётные постоянно развиваемые компьютерные программы позволяют это делать. С их помощью многие строительные расчётные методики приобрели ряд изменений и улучшений. К таким методикам можно отнести и теплотехнический расчёт наружных ограждающих конструкций на этапе производства проектной документации [1–3].

Результат теплотехнического расчёта раздела архитектурных решений является основой для расчёта теплопотерь. Определение теплопотерь помещения любого здания является основанием для выбора отопительного оборудования и расчёта необходимой мощности системы отопления, что влияет на конструктивные решения наружных тепловых сетей. То есть большой набор проектных решений, значительно влияющих на общую стоимость проекта, зависит от точности расчёта теплопотерь здания [5–6].

Элементы теплотехнической неоднородности, которые могут существенно повлиять на приведённое сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, теперь учитываются не с помощью условного коэффициента теплотехнической неоднородности, который в действительности сильно зависит от проектных решений, а их детальной проработкой. Актуальная методика теплотехнического расчёта, подробно изложенная в СП 50.13330.2012 «Тепловая защита зданий», разделяет элементы теплотехнической неоднородности на три вида: плоские, линейные и точечные. Влияние каждого вида теплотехнической неоднородности учитывается при помощи качественных показателей в виде удельных теплопотерь и количественных показателей в виде удельных геометрических характеристик. Определение количественных показателей происходит при помощи анализа проектных решений, то есть тривиальным подсчётом по архитектурным чертежам. Для определения качественных показателей же, как правило, используют СП 230.1325800.2015 «Конструкции ограждающие зданий. Характеристики теплотехнических неоднородностей». Если же в данном своде правил не указаны необходимые для расчёта приведённого сопротивления теплопередаче удельные теплопотери теплотехнических неоднородностей, то их можно определить при помощи численного моделирования в специализированных компьютерных программах [6–8].

Помимо основных видов теплотехнических неоднородностей, представленных в вышеупомянутом своде правил, можно выделить их особые виды, которые относятся к конструктивным решениям систем вентиляции. Именно им и будет посвящена данная статья.

Можно выделить следующие наиболее распространённые элементы теплотехнической неоднородности для вентиляционных систем: вентиляционные шахты, клапаны инфильтрации воздуха, узлы прохода воздуховодов через наружные ограждающие конструкции и воздухозаборные устройства.

### **Вентиляционные шахты**

Вентиляционная шахта – техническое сооружение, предназначенное для обеспечения требуемого воздухообмена между обслуживаемым помещением и атмосферным воздухом.

В большинстве заданий различного назначения присутствуют шахты систем вентиляции. Вид теплотехнической неоднородности, к которым относятся вентиляционные шахты, можно назвать линейным, поскольку величина дополнительных теплопотерь от шахт зависит от их периметра. Удельные теплопотери данной теплотехнической неоднородности сильно зависят от конструкции и коэффициентов теплотехнической материалов узла шахты. Глобально на теплопотери здания эти теплотехнические неоднородности влияют не так сильно, но их локальное воздействие на теплопотери смежных помещений нельзя не учитывать при расчёте.

Результаты моделирования температурных полей узла показывают, что, даже не смотря на прогрев шахты удаляемым воздухом, присутствует мостик холода через несущий материал шахты. Воздействие мостика холода уменьшается за счёт тепловой изоляции шахты, но не сводится к нулю.

### **Клапаны инфильтрации воздуха**

Клапан инфильтрации воздуха предназначен для подачи наружного воздуха в помещения в системах вентиляции, преимущественно с принудительной вытяжкой. Клапаны инфильтрации воздуха, как правило, являются самостоятельными приточными вентиляционными устройствами и не предназначены для установки в оконные конструкции. Это позволяет устанавливать клапаны практически на любых объектах, не затрагивая конструкцию окон и не влияя на теплотехнические, звукоизоляционные и другие характеристики оконных конструкций.

На практике часто наблюдаются случаи промерзания конструкции стены в местах установки клапанов инфильтрации воздуха. Такой же результат даёт моделирование температурных полей данного вентиляционного устройства. Это однозначно говорит о том, что клапаны инфильтрации воздуха необходимо учитывать при теплотехническом расчёте. Очевидно, что вид теплотехнической неоднородности клапанов является точечным, из-за их геометрических размеров. Помимо локального увеличения теплопотерь помещений, в которых располагаются клапаны, они также оказывают глобальное воздействие на теплопотери жилых зданий из-за значительного количества данных элементов.

Величина удельных теплопотерь клапанов инфильтрации воздуха зависит от вида клапана и сопротивления теплопередачи конструкции стены. Результаты численного моделирования показывают, что удельные теплопотери одного клапана инфильтрации воздуха (КИВ125) сопоставимы с удельными теплопотерями 2-3 алюминиевых кронштейнов на том же типе наружной стены.

Стоит отметить, что речь идёт о дополнительных трансмиссионных тепловых потерях от клапанов инфильтрации воздуха, а тепловые потери за счёт необходимости нагрева приточного воздуха должны учитываться отдельно по стандартной методике расчёта.

### **Узлы прохода воздуховодов**

Узлы прохода воздуховодов через наружные ограждающие конструкции здания достаточно распространённое техническое решение и применяется в том случае, когда какой-либо участок воздуховода должен прокладываться вне тёплого контура здания. Узлы прохода воздуховодов являются теплотехническими неоднородностями, поскольку для их реализации необходимо отверстие в ограждающей конструкции здания.

Однозначно определить вид теплотехнической неоднородности, линейный или точечный, достаточно сложно. Для воздуховодов большого сечения можно говорить о линейной неоднородности, а воздуховоды малого сечения можно рассматривать как точечные элементы теплотехнической неоднородности.

Необходимо более детальное исследование механизмов теплопереноса и моделирование различных вариантов узлов прохода в различных вариантах состава наружной ограждающей конструкции. Много факторов могут повлиять на удельные тепловые потери данного конструктивного элемента, но точно можно сказать, что существенное влияние будут оказывать размеры воздуховода, сопротивление теплопередаче наружной ограждающей конструкции, а также наличие тепловой изоляции воздуховода и её теплофизические характеристики.

Изменение значения тепловых потерь здания в целом и локально смежного помещения не будет существенным. Поэтому узлы прохода воздуховодов через наружные ограждающие конструкции здания можно учитывать в расчёте для увеличения точности, но делать это не обязательно.

### **Воздухозаборные устройства**

Воздухозаборные устройства приточных вентиляционных систем располагаются приставными внешней здания или выносятся в зеленую зону на некоторое расстояние от помещения. Место установки воздухозаборных устройств диктуется условием поступления в систему незагрязненного наружного воздуха. Конструктивно воздухозаборные устройства выполняются в виде отдельной выносной шахты или в виде приставной шахты для систем вентиляции, в которых приточные камеры располагаются в подвальных помещениях.

Можно сказать, что влияние данных конструктивных элементов на тепловые потери здания очень схоже с влиянием узлов прохода воздуховодов. Вид теплотехнической неоднородности может быть как плоским, так и линейным в зависимости от вида воздухозаборного устройства. Тепловые потери для воздухозаборных устройств в качестве плоских теплотехнических неоднородностей могут определяться через уравнение теплового баланса. Для линейных воздухозаборных устройств методика расчёта будет также с ис-



пользованием удельных теплотерь. Поскольку воздухоприёмные устройства, как правило, смежны с помещениями с несущественными требованиями к микроклимату в них и влияние этих устройств незначительно, их можно не учитывать при теплотехническом расчёте.

### **Выводы**

1. Современные методики расчёта и программы для моделирования температурных полей обязывают и дают возможность детально учитывать различные виды теплотехнической неоднородности.

2. Существует большое количество типов теплотехнической неоднородности ограждающих конструкций здания. Можно отдельно выделить особые их виды, которые относятся к конструктивным решениям систем вентиляции.

3. Теплотехнические неоднородности элементов систем вентиляции нуждаются в изучении и составлении таблиц для определения их удельных теплотерь для учёта этих неоднородностей в теплотехническом расчёте в проектной документации.

### **Библиографический список**

1. Пилипенко Н.В. Тепловые потери и энергоэффективность зданий и сооружений. Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2016. 54 с.

2. Малявина Е.Г. Тепловые потери в зданиях. М.: АВОК-ПРЕСС, 2007. 146 с.

3. Ерёмкин А.И. Тепловой режим зданий. М.: АСВ, 2000. 368 с.

4. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М.: Госиздат по строительству и архитектуре, 1953. 320 с.

5. Богословский В.Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1982. 415 с.

6. ГОСТ Р 54851-2011. Конструкции строительные ограждающие неоднородные. Расчет приведенного сопротивления теплопередаче/ Росстандарт - М.: Стандартиформ, 2012. 28 с.

7. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003 (С изменением N 1) /Госстрой России. —М.: Минрегион России, 2012. 139 с.

8. СП 230.1325800.2015. Конструкции ограждающие зданий. Характеристики теплотехнических неоднородностей (С изменением N 1) /Госстрой России. —М.: Минстрой России, 2015. 72 с.

# **ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ОГРАЖДАЮЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ ЖИЛОГО ДОМА ПОСЛЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ МЕРОПРИЯТИЙ**

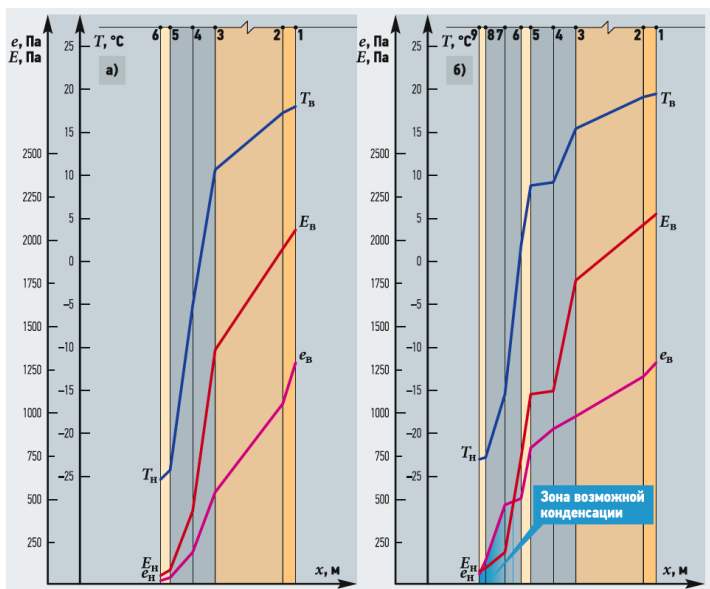
*Разаков М.А., ассистент, ФГБОУ ВО «НИУ МЭИ»*

*Рюриков Т.О., студент, ФГБОУ ВО «НИУ МЭИ»*

Вопрос поддержания нормального теплового режима здания в течение всего периода эксплуатации является одним из приоритетных направлений в нашей стране. Российская Федерация имеет 70 % территории, которая находится в суровом климатическом регионе [1, 2]. В последнее время для повышения уровня тепловой защиты здания применяются следующие мероприятия: увеличение слоя утеплителя или частичная замена ограждающей конструкции [3]. В исследовании М.А. Разакова, Е.В. Рудаковой, Г.А. Рябева приведен пример использования различных видов утеплителя в доходных домах [4], а в работах В.Г. Гагарина, В.В. Козлова, К.И. Лушина, Н.Ю. Плющенко, А.Р. Косарева исследована возможность использования навесной фасадной системы в качестве дополнительной системы к существующей ограждающей конструкции [5, 6].

Конечно, не всегда данные энергосберегающие мероприятия имеют положительный эффект на энергопотребление и класс энергоэффективности здания. В работе М.А. Разакова и Т.Н. Барановой рассмотрен данный случай [7]. Несмотря на то, что удельная тепловая характеристика здания уменьшилась на 40 %, вследствие применения, указанных выше энергосберегающих мероприятий, в ограждающей конструкции (стене) возможно возникновение зоны конденсации. Данная зона указана на рисунке 1 [7]. Её появление влечет увеличение тепловых потерь или повышение затрат на предотвращение возникновения данной зоны конденсации.

В настоящей работе авторами продолжено исследование изменения различных теплофизических характеристик здания, где было применено дополнительное утепление, а также проведены небольшие конструктивные изменения в ограждающей конструкции. Для анализа процесса теоретического охлаждения наружной стены (при внезапном отключении системы отопления) были использованы как теоретические основы нестационарной теплопередачи так и учебный программный комплекс, разработанный на кафедре ТГВ НИУ МГСУ авторами: Е.Г. Малявиной и С.В. Бирюковым [8].



**Рис. 1.** Распределение температуры, парциального давления и давления насыщения в сечении стены (а – конструкция до энергосберегающих мероприятий; б – после энергосберегающих мероприятий)

Процесс нагревания / охлаждения ограждающей конструкции может описываться общей формулой теплопередачи Фурье и формулой Ньютона-Рихмана, которая описывает конвективную часть теплообмена (1):

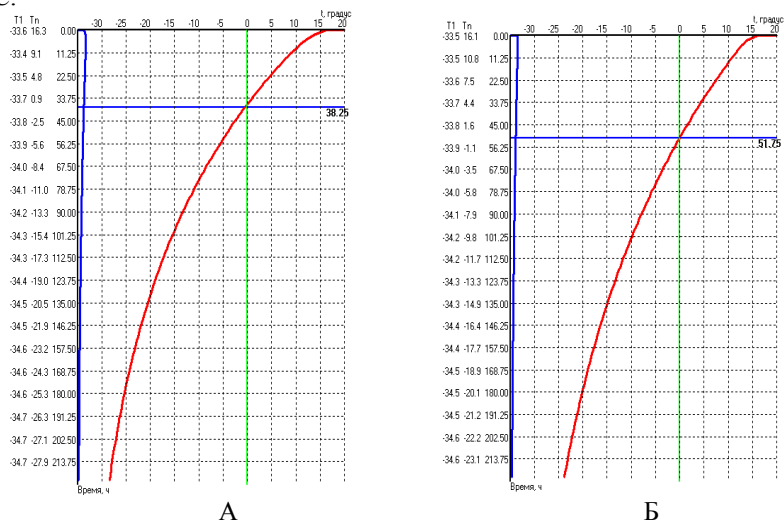
$$Q = \frac{\delta t \cdot \delta F \cdot \delta \tau}{\frac{(\alpha_{n1} + \alpha_{k1}) \cdot (\alpha_{n2} + \alpha_{k2})}{(\alpha_{n1} + \alpha_{k1}) + (\alpha_{n2} + \alpha_{k2})} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta x_i}{\lambda_i}}, \text{ Вт} \quad (1)$$

где  $\delta t$  – температурный напор, °C;  $\delta F$  – площадь теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\delta \tau$  – время процесса теплообмена, ч;  $\alpha_{n1}$  – коэффициент лучистой теплоотдачи  $n$ -ой поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $\alpha_{k1}$  – коэффициент конвективной теплоотдачи  $n$ -ой поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $\delta x_i$  – толщина  $i$ -слоя многослойной стенки, м;  $\lambda_i$  – теплопроводность  $i$ -слоя многослойной стенки, Вт/(м·К).

Для расчета нестационарного режима теплопроводности (нагревания/охлаждения) при внезапном отключении системы отопления применяются приближенные методы расчета: метод элементарных балансов (А.П. Ваничева); метод регулярного режима (Г.М. Кондратьева); метод эквивалентных тел; метод преобразования Лапласа; графоаналитический метод; физический метод с применением теории подобия; метод конечных элементов; метод конечных объемов и метод конечных разностей [8]. Процент расхождения между теоретическими данными и результатами, полученными с помощью программного комплекса, разработанного на каф. ТГВ в НИУ МГСУ, не превысил 10 %. Поэтому в дальнейшем за основу количествен-

ного описания процесса охлаждения возможно использование результатов из данного программного комплекса. Следует отметить, что данная задача рассматривалась и для других видов зданий сооружений, например лифтовая шахта или подземный коллектор [9, 10].

В работе рассматривается процесс охлаждения в помещении только при полном отключении системы отопления для следующих условий: температура наружного воздуха равна  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура воздуха в помещении до отключения системы отопления равна  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура внутренней поверхности ограждающей конструкции до которой идет охлаждение  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



**Рис. 2.** Графики падения температуры воздуха и поверхности рассматриваемых ограждающих конструкций в помещении (А – конструкция до энергосберегающих мероприятий; Б – после энергосберегающих мероприятий)

Максимальное значение нормируемого температурного перепада, приведенного в СП 50.13330.2012 «Тепловая защита зданий» между температурой воздуха в помещении и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции (наружной стены), равно  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Изначально предполагалось, что температура воздуха в помещении равна температуре поверхности наружной стены ( $t_{\text{вн}} = t_{\text{пов.вн}}$ ). Время охлаждения до температуры  $t_{\text{т}1}$  ( $t_{\text{т}1} = t_{\text{вн}} - 4$ ) будет практически одинаково для обоих ограждающих конструкций (до энергосберегающих мероприятий и после данных мероприятий) и в среднем составит 2,25 часов. В связи с полученными данными, авторы решили исследовать дальнейшее время падения температуры внутренней поверхности ограждающих конструкций, но уже до температуры  $t_{\text{т}2}$ , которая равна  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Различие во времени охлаждения до данной температуры ( $t_{\text{т}2}$ ) между двумя рассматриваемыми конструкциями уже более существенно, чем при температуре  $t_{\text{т}1}$ . Для здания с ограждающей кон-

струкции, которое эксплуатировалась до энергосберегающих мероприятий, время охлаждения составило 38,25 часов, а с применением энергосберегающих мероприятий время охлаждения составило 51,75 часа. На рис. 2 приведены результаты данного расчета в программного комплексе, разработанного в НИУ МГСУ.

### **Вывод**

Время охлаждения наружной стены и соответственно внутреннего воздуха в помещении после применения энергосберегающих мероприятий при полном отключении системы отопления увеличилось в 1,353 раза по сравнению с временем охлаждения изначального типа наружной ограждающей конструкции.

### **Библиографический список**

1. Гагарин В.Г. Макроэкономические аспекты обоснования энергосберегающих мероприятий при повышении теплозащиты ограждающих конструкций зданий // Строительные материалы. 2010. №3.
2. Разаков М.А., Хроменкова А.А. Энергоемкость и энергопотребление стран СНГ // В сборнике: Энергосбережение и рациональное использование ресурсов в инженерных системах зданий и сооружений. Сборник докладов студенческого научно-технического семинара. Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет. 2017. С. 39-42.
3. Гнездилова О.А., Разаков М.А., Чернова Р.В. Энергосбережение в жилых многоквартирных домах // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. 2019. № 6 (210). С. 78-81.
4. Разаков М.А., Рудакова Е.В., Рябев Г.А. Результаты применения энергосберегающих мероприятий в “Доходных домах” Санкт-Петербурга // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. 2019. № 2 (206). С. 79-81.
5. Гагарин В.Г., Козлов В.В., Лушин К.И., Плющенко Н.Ю. Учет теплопроводных включений и вентилируемой прослойки при расчетах сопротивления теплопередаче стены с навесной фасадной системой (НФС) // Строительные материалы. 2016. № 6. С. 32-35.
6. Гагарин В.Г., Плющенко Н.Ю., Косарев А.Р. Методика экспериментального определения параметров уравнения распределения температуры воздуха по высоте вентилируемой прослойки НФС // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2017. № 6 (58). С. 107-113.
7. Разаков М.А., Баранова Т.Н. Применение энергосберегающих мероприятий в жилых малоэтажных домах с длительным периодом эксплуатации // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. 2018. № 12 (204). С. 84-87.

8. Лариков Н.Н. Теплотехника // Учеб. для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1985. – 432 с., ил.
9. Брюханов О.Н., Рымаров А.Г., Разаков М.А. Управление температурой внутреннего воздуха в приставной лифтовой шахте в холодный период года // Естественные и технические науки. 2016. №5 (95). С. 127 – 129.
10. Рымаров А. Г., Титков Д. Г. Особенности расчета теплового режима подземного коммуникационного коллектора // Интернет-вестник ВолгГАСУ. 2015. Вып. 4 (40). Ст. 6. Режим доступа: <http://www.vestnik.vgasu.ru/>

## ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ В ГОРОДАХ МИРА. ИХ СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ

*Смирнова А.А., студ., ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»*  
*Хлапоница Я.О., студ., ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»*

Эффективное использование энергетических ресурсов сегодня является наиболее правильным путем развития энергетики страны и мира в целом. Покрытие пиков потребления энергии за счет применения традиционных источников не имеет большого будущего. Цены на ресурсы неуклонно растут, сжигание топлив приводит к значительным климатическим изменениям [1].

Наилучшим методом решения этой проблемы на наш взгляд является внедрение в системы жизнеобеспечения тригенерации, ТНУ и других систем, использующих низкопотенциальные источники тепла или ВЭР.

В некоторых городах Европы созданы централизованные системы тепло- и холодоснабжения различного рода зданий. Наиболее развита система централизованного холодоснабжения (ЦСХ) в таких Европейских городах как: Париж, Стокгольм, Хельсинки, Барселона, Копенгаген и Вена. Изначально ЦСХ появились в Париже и Стокгольме [2].

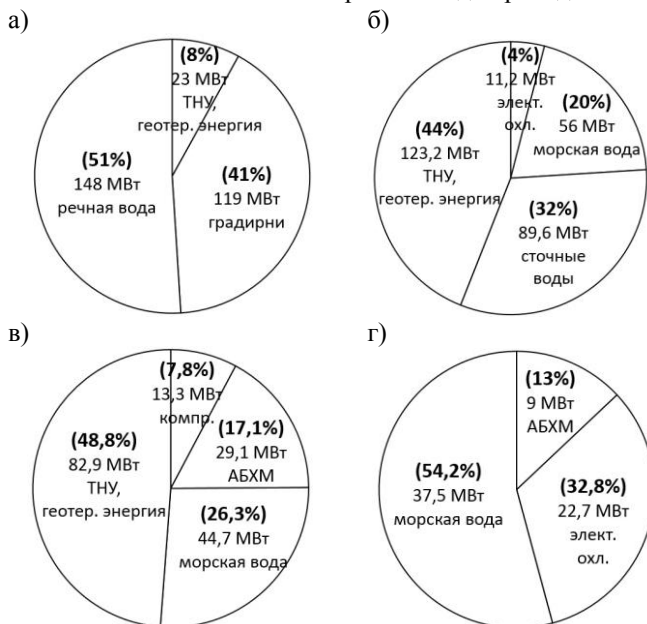
К примеру, в Париже с 1991 года функционирует ЦСХ, имеющая 10 площадок для производства холода и 3 хранилища холода мощностью 140 МВт. Номинальная холодопроизводительность этой системы 290 МВт, протяженность составляет 71 км. Температура охлажденной воды, поступающей в подающий трубопровод, варьируется от 0,5 до 4 °С. Возвращается вода с температурой 12–14 °С. Источниками энергии для выработки холода являются вода реки Сены, градирни, геотермальная энергия, тепловые насосы (с одновременным охлаждением и нагревом теплоносителей), а также АБХМ. [3], [4] Соотношение используемых в системе источников энергии холода приведено на рис. 1.а.

Может показаться странным, что одной из первых ЦСХ появилась в северной Европе. В Стокгольме система существует с 1995 года. ЦСХ используется круглогодично, поскольку примерно 50 % требуется для постоянного снабжения холодом data-центров, морозильного оборудования и пр.

Сеть холодоснабжения состоит из нескольких станций по производству холода различной мощности от 3 МВт до 228 МВт. Самая большая из них поставляет холод в центральную часть Стокгольма [5].

В Стокгольме не используются АБХМ, поскольку производственные площадки для ЦСХ находятся не вблизи источников сбросного тепла. Системы естественного охлаждения морской водой, тепловые насосы и электрические чиллеры являются более выгодными для использования в Стокгольме, чем АБХМ.

Сейчас холодильная мощность системы составляет 500 ГВт в год. Условно для производства такой мощности потребовалось бы затратить в 5 раз больше электроэнергии. Для увеличения мощности в западной части ЦСХ было построено хранилище охлажденной воды, расположенное в горном тоннеле, резервируемая мощность которого 80 МВт. Холодная вода, поступающая в хранилище, охлаждается за счет воды из Балтийского моря при помощи теплового насоса. Объем хранилища 50 тыс. м<sup>3</sup>. Большой объем учитывает потребность холода в пики потребления. Соотношение используемых в системе источников энергии холода приведено на рис. 1.б.



**Рис. 1.** Соотношение используемых источников энергии холода для городских систем холодоснабжения: а – Париж; б – Стокгольм; в – Хельсинки; г – Барселона

Очередным примером успешного применения централизованного холодоснабжения является система постоянного энергоснабжения в городе Хельсинки, Финляндия. Система в Хельсинки, работающая с нагрузкой охлаждения до 170 МВт, занимает 3-е место в Европе после Парижа и

Стокгольма. В качестве инновационного подхода в Хельсинки системы District Heat (DH) и District Colling (DC) были интегрированы с использованием отработанного тепла от охлажденных зданий для подогрева обратной воды DH. Таким образом, солнечное отопление косвенно использовалось для подогрева воды на нужды ГВС в больших масштабах, но без солнечных коллекторов [6].

Для оптимизации колебаний спроса на охлаждение были построены два охлаждающих аккумулятора (тепловые хранилища), подземные озера. Эти резервы охлаждения, 11 и 38 млн. литров в объеме соответственно, был принят в эксплуатацию в 2012 и 2015 годах. Наряду с работой в качестве средства реагирования на спрос, хранилища максимизируют надежность холодоснабжения [7].

Основным способом получения энергии охлаждения в Helsinki Energy является использование морской воды. В течение примерно шести месяцев она достаточно холодна, чтобы непосредственно обеспечить необходимую энергию охлаждения через теплообменники. Морская вода является возобновляемым источником энергии охлаждения. При повышении температуры весной происходит механическое охлаждение района. [8]

Летом тепловая энергия менее необходима, поэтому, применив АБХМ, это избыточное тепло можно использовать для производства энергии охлаждения. В процессах абсорбции морская вода используется для повторного охлаждения [9]. Соотношение используемых в системе источников энергии холода приведено на рис. 1.в.

В испанской Барселоне также имеется ЦСХ. Она является самой большой системой в стране и охватывает новый городской центр под названием Fogum area. В 1999 году городской совет Барселоны в рамках Стратегии городского развития осознал, что централизованное теплоснабжение и, в частности, системы охлаждения позволят снизить количество вредных выбросов и объемы сжигаемого топлива при генерации энергии [10].

Система, первоначально образованная сетью протяженностью 5 км, мощностью охлаждения 17 МВт и хранилищем 5 тыс. м<sup>3</sup>, начала поставлять энергию 5 клиентам около 16,5 МВт. Основным источником энергии является пар, вырабатываемый на установке по переработке твердых городских отходов, расположенной рядом с установками.

После начала коммерческой эксплуатации в марте 2004 года система поставила 16,02 МВт·ч охлаждающей и 5,35 МВт·ч тепловой энергии, сократив потребление первичной энергии на 30 % и выбросы парниковых газов на 31 %.

Распределительная сеть состоит из изолированного системного трубопровода горячей и холодной воды, которая транспортирует энергию от электростанции к зданиям. Она представляет собой замкнутый контур, который может пролегать под землей или через сервисные галереи [11].



В настоящий момент к сети подключено 78 зданий, таких как Университет (UPF), гостиницы, офисы (Media Tic, Бизнес-Парк), жилье, больницы и конференц-центр.

Особенность этой инновационной системы ДНС заключается в используемых источниках энергии. Производство пара: биомасса, полученная в результате обслуживания городских парков и садов города, сжигается с помощью установки по переработки биомассы (примерно 8 тыс. тонн в год) с добавлением биомассы, получаемой из лесов Каталонии (в общей сложности 28 тыс. тонн в год) [8].

Холодная вода производится в АБХМ, генератор которых подогревается паром, полученным в результате переработки отходов. Большую часть холода потребители получают за счет морской воды и электрических охладителей. Соотношение используемых в системе источников энергии холода приведено рис. 1.г.

В таблице 1 приведены сводные данные по централизованным системам холодоснабжения рассмотренных выше городов.

Таблица 1

**Основные параметры ЦСХ некоторых городов мира**

	ед. изм.	Париж, Франция	Стокгольм, Швеция	Хельсинки, Финляндия	Барселона, Испания
Численность населения	тыс. чел.	2 190	962	604	1 609
Холодопроизводительность	МВт	290	280	170	69,2
Теплопроизводительность	МВт	300	нд	3 300	40,2
Среднегод. температура воздуха	°С	12,2	7,1	6,1	15,6
Объем хранилища (мощность)	тыс. м <sup>3</sup> (МВт)	(140)	(80)	49	5
Занимаемая площадь	млн. м <sup>2</sup>	5	7	14	нд
Длина сетей	км	140	76	65	13,4
Способ прокладки	-	подземный	подземный	подземный, туннельный	подземный, сервисные галереи
Число подкл. зданий	шт.	550	500	300	78

Продолжение таблицы 1

Источники	-	речная вода, градирни, геотермальная энергия, тепловые насосы	тепловые насосы, вторичная энергия отходов, морская вода, электр. охлад.	тепловые насосы на сточных водах, морская вода, АБХМ. и компрес.	энергия биомассы, морская вода, электр. охлад.
Особенности	-	крупнейшая ЦСХ Европы, паровая СТС, хранение энергии временно в форме льда и воды	отсутствуют АБХМ из-за удаленности источников от потребителей, использование энергии отходов	подогрев обратной воды ДН отработанным теплом, использование тепла сточных вод, скалистая местность	использование ВЭР от переработки биомассы, хранение энергии в форме льда и воды

В современном мире в централизованных системах тепло- и холодо-снабжения нуждаются абсолютно отличающиеся города. Однако системы жизнеобеспечения, вне зависимости от различности структуры городов, их географического расположения, численности жителей и климатических условий, могут иметь как общие черты, так и существенные отличия.

В большинстве рассмотренных нами городских системах работают в качестве генерирующего оборудования тепловые насосы и чиллеры. Тепловые насосы способны работать на выработку как тепла, так и энергии холода. Они нашли свое применение в Париже, Стокгольме, Хельсинки.

ТНУ в системе Хельсинки работают на вторичном энергоресурсе – очищенных городских сточных водах, они покрывают 48,8 % холодовой нагрузки, что позволяют снизить востребованность первичных энергоресурсов. В Стокгольме ТНУ генерируют 123,2 МВт холода, что составляет 43 %. Парижская система при помощи ТНУ и геотермальной энергии покрывает 8 %, вырабатывая 23 МВт холода.

Популярными оказались различного рода чиллеры, для их работы требуется источник тепла. Так в Барселоне при сжигании биомассы вырабатывается греющий пар, который в свою очередь направляется в пароводяные теплообменники с целью подогрева воды для системы теплоснабжения, а также в генератор АБХМ, вырабатывая при этом 9 МВт холода (13 %). В городе установлены и электрические чиллеры мощностью 22,7 МВт, они способны покрыть 32,8 %.

В Стокгольме от АБХМ отказались в пользу электрических охладителей, так как город размещен на множестве островов и его районы удалены друг от друга. Они покрывают лишь 4 % холодовой нагрузки, вырабатывая при этом 11,2 МВт.

В Хельсинки при помощи АБХМ вырабатывается порядка 29 МВт энергии холода, а компрессионные холодильные машины генерируют 13,2 МВт.

Три города из четырех находятся на морском побережье, и каждый из них использует холодную морскую воду в качестве прямого источника холода. В Хельсинки холодной морской водой охлаждаются 26,3 % потребителей, требующих 44,7 МВт холода. Более половины энергии холода в Барселоне покрывается морской водой (37,5 МВт). В Стокгольме морская вода охлаждает пятую часть потребителей (56 МВт).

Париж отдален от моря, но имеет в своем распоряжении реку, вода которой также напрямую используется для нужд охлаждения. Река охлаждает 51 % потребителей, забирая 148 МВт тепла. Парижская система холодоснабжения получает 41 % энергии от градирен, поставляющих 119 МВт холода. Стокгольмская система способна произвести 32 % своей энергии холода за счет использования вторичных энергоресурсов, что составляет 89,6 МВт.

Практически у всех систем холодоснабжения имеется важная общая черта – создан аккумулирующий резерв. Где-то это инновационный способ хранения энергии холода в виде льда и воды (Париж и Барселона), где-то только в форме холодной воды (Стокгольм, Хельсинки). Создание накопителя энергии холода позволяет определить размеры и мощность районной системы охлаждения по средней нагрузке, тем самым установленная мощность системы холодоснабжения будет меньше, а это в свою очередь потребует меньших капиталовложений и упростит обслуживание оборудования.

Если для обеспечения зданий холодом в российских городах по-прежнему будут использоваться электрические кондиционеры, то это приведет к значительному увеличению потребления топлива и, как следствие, увеличению количества выбросов парниковых газов и пиковой потребности в электроэнергии. Проведенное нами исследование говорит о том, что внедрение ЦСХ является целесообразным с экологической и экономической точки зрения и может стать перспективным путем развития городов нашей страны.

#### Библиографический список

1. Un chauffage collectif à l'échelle de la ville. <https://www.cpcu.fr/reseau-de-chaleur/> (дата обращения 27.09.2020)
2. Frederiksen. S. District Heating and Cooling // Studentlitteratur, 2014.
3. Prof. Clemens Felsmann, Magnus Swedblom. District Cooling Showcases in Europe. Renewable Smart Cooling in Urban Europe. 2015.
4. Riahi L. District energy in cities Paris case study. // Advisor, Policy Unit, Energy, Climate, & Technology Branch. 2007.

5. Showcase of district cooling systems in Europe - Stockholm. // Capital cooling. [https://www.ieadhc.org/fileadmin/documents/DHC\\_CHP\\_Case\\_Studies/Showcases\\_District\\_Cooling\\_Stockholm.pdf](https://www.ieadhc.org/fileadmin/documents/DHC_CHP_Case_Studies/Showcases_District_Cooling_Stockholm.pdf) (дата обращения 22.09.2020).
6. District Cooling. Best Practice Sharing Municipal Energy Integration // Nourkivi consulting. 2015. № 3.
7. Combined district heating and cooling. Quality of living with globally exceptional and eco-efficient district cooling. // Helen. 2016.
8. Possibilities with more district cooling in Europe. // Ecoheatcool. Brussels. 2006. №5
9. Prof. Riipinen M. District cooling in Finland. // 2014. № 20.
10. District Heating and Cooling from Renewable and Waste Energy in Barcelona // 17<sup>th</sup> Building Services, Mechanical and Building Industry Days: Debrecen, 2011.
11. District Heating & Cooling Network in Barcelona. Forum 22@: <http://projects.mcrit.com/esponfutures/index.php/home/72-forum-22-district-heating-cooling-network-in-barcelona> (дата обращения 16.09.2020)

## СЕКЦИЯ 2

### Теплотехника, теплоснабжение и газоснабжение

#### ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО МЕТОДА РАСЧЕТА ТУПИКОВОЙ ГАЗОВОЙ СЕТИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

*Жила В.А., к.т.н., проф., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

*Савенко Г.А., магистр, ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

Газовые сети низкого давления рассчитывают, исходя из заданного перепада давления. Поэтому необходимо оптимально распределить перепады давления между последовательно соединенными участками газопроводов.

Тупиковые газовые сети представляют собой разветвленные магистрали, которые обеспечиваются газом в одной точке и подают его абонентам. Каждый участок разветвленной сети обладает односторонним питанием, поэтому расчетные расходы для участков вычисляются однозначно.

Примем расходы газа для всех потребителей  $Q_i$ , а длины участков  $l_i$ . Расчетный перепад давления задан  $\Delta p_i$ . Неизвестны значения диаметров участков  $d_i$  и перепады давления на участках  $\Delta p_i$  (рис. 1). Оптимальные значения диаметров определяют исходя из условия минимума капитальных вложений в сеть. Значения капитальных вложений в тупиковую газовую сеть определяем по формуле:

$$K = b \cdot d \cdot l_i$$
$$\Delta p_i = a \cdot \frac{Q_i^{1,75}}{d^{4,75}} \cdot l_i$$

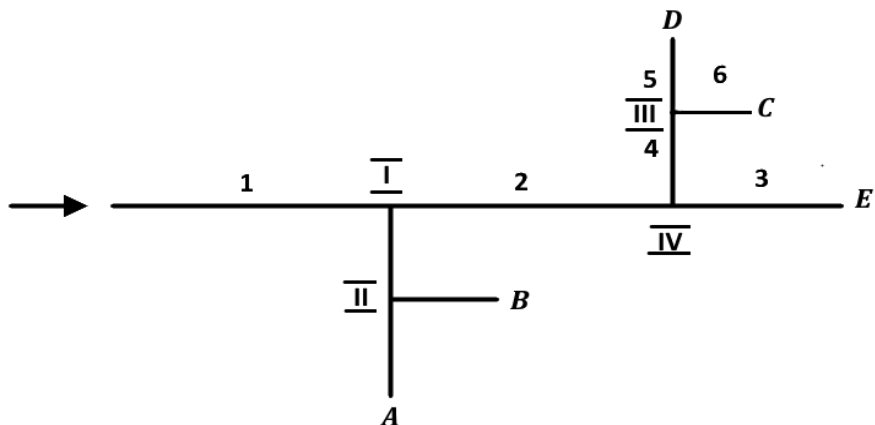
Поставив значения в формулу капитальных затрат, получим:

$$\sum_n^1 K_i = \sum_n^1 b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l_i^{1,21} \cdot \Delta p_i^{-0,21}$$

где  $n$  – число участков сети.

Для отыскания минимума функции  $\sum_n^1 K$  составляем функцию Лагранжа  $\phi$  и приравняем ее частные производную нулю. В результате получаем систему уравнений, состоящую из ограничивающих условий  $\sum_n^1 K_i$ , и уравнение типа  $\frac{\partial \phi}{\partial \Delta p_i} = 0$ . Общее число уравнений равно числу неизвестных.

Число уравнений равно числу с заданным давлением, то есть числу конечных точек (точки А, В, С, D, Е рис. 1).



**Рис. 1.** Схема тупиковой газовой сети низкого давления:  
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 – участки газовой сети; I, II, III, IV – узлы с незадаанными давлениями; A, B, C, D, E – узлы с заданными давлениями

$$\sum \Delta p_i - \Delta p = 0 \quad (1)$$

$$\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 - \Delta p = 0 \quad (E) \quad (2)$$

$$\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_4 + \Delta p_6 - \Delta p = 0 \quad (C) \quad (3)$$

$$\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_4 + \Delta p_5 - \Delta p = 0 \quad (D) \quad (4)$$

$$\Delta p_1 + \Delta p_7 + \Delta p_8 - \Delta p = 0 \quad (A) \quad (5)$$

$$\Delta p_1 + \Delta p_7 + \Delta p_9 - \Delta p = 0 \quad (B) \quad (6)$$

Напишем функцию Лагранжа:

$$\begin{aligned} \phi = \sum_1^9 b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l_i^{1,21} \cdot \Delta p_i^{-0,21} + \lambda_E (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 - \Delta p) \\ + \lambda_C (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_4 + \Delta p_6 - \Delta p) + \lambda_D (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_4 \\ + \Delta p_5 - \Delta p) + \lambda_A (\Delta p_1 + \Delta p_7 + \Delta p_8 - \Delta p) + \lambda_B (\Delta p_1 + \Delta p_7 \\ + \Delta p_9 - \Delta p) \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\lambda_E, \lambda_C, \lambda_A, \lambda_B$  – неопределенные множители.

Приравниваем частные производные функции  $\phi$  нулю:

$$\frac{\partial \phi}{\partial \Delta p_1} = -b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l_i^{1,21} \cdot 0,21 \Delta p^{-1,21} + \lambda_E + \lambda_C + \lambda_D + \lambda_A + \lambda_B = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \Delta p_2} = -b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l_i^{1,21} \cdot 0,21 \Delta p^{-1,21} + \lambda_E + \lambda_D + \lambda_C = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \Delta p_3} = -b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l^{1,21} \cdot 0,21 \Delta p^{-1,21} + \lambda_E = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \Delta p_4} = -b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l^{1,21} \cdot 0,21 \Delta p^{-1,21} + \lambda_D + \lambda_C = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \Delta p_5} = -b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l^{1,21} \cdot 0,21 \Delta p^{-1,21} + \lambda_D = 0 \quad (12)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \Delta p_6} = -b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l^{1,21} \cdot 0,21 \Delta p^{-1,21} + \lambda_C = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \Delta p_7} = -b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l^{1,21} \cdot 0,21 \Delta p^{-1,21} + \lambda_B + \lambda_A = 0 \quad (14)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \phi_8} = -b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l^{1,21} \cdot 0,21 \Delta p^{-1,21} + \lambda_A = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \phi_9} = -b \cdot a^{0,21} \cdot Q_i^{0,368} \cdot l^{1,21} \cdot 0,21 \Delta p^{-1,21} + \lambda_B = 0 \quad (16)$$

Путем вычитания соответствующих уравнений системы (7-16) можно исключить неопределенные множители. Из уравнения 8 нужно вычесть 9, 14, из уравнения 9 – уравнения 4, 10, из уравнения 4 – уравнения 12, 13, из уравнения 14 – уравнения 15, 16.

Для узла I

$$Q_2^{0,368} \cdot l_2^{1,21} \cdot \Delta p_2^{-1,21} + Q_7^{0,368} \cdot l_7^{1,21} \cdot \Delta p_7^{-1,21} - Q_1^{0,368} \cdot l_1^{1,21} \cdot \Delta p_1^{-1,21} = 0 \quad (17)$$

Для узла II

$$Q_8^{0,368} \cdot l_8^{1,21} \cdot \Delta p_8^{-1,21} + Q_9^{0,368} \cdot l_9^{1,21} \cdot \Delta p_9^{-0,21} - Q_7^{0,368} \cdot l_7^{1,21} \cdot \Delta p_7^{-1,21} = 0 \quad (18)$$

Узел IV

$$Q_4^{0,368} \cdot l_4^{1,21} \cdot \Delta p_4^{-1,21} + Q_3^{0,368} \cdot l_3^{1,21} \cdot \Delta p_3^{-1,21} - Q_2^{0,368} \cdot l_2^{1,21} \cdot \Delta p_2^{-1,21} = 0 \quad (19)$$

Узел III

$$Q_5^{0,368} \cdot l_5^{1,21} \cdot \Delta p_5^{-1,21} + Q_6^{0,368} \cdot l_6^{1,21} \cdot \Delta p_6^{-1,21} + Q_4^{0,368} \cdot l_4^{1,21} \cdot \Delta p_4^{-1,21} = 0 \quad (20)$$

Уравнение 17 представляет собой баланс выражений типа  $Q_i^{0,368} \cdot l_i^{1,21} \cdot \Delta p_i^{-1,21}$  для узла I. Если газ подходит к узлу, то перед выражением  $Q_i^{0,368} \cdot l_i^{1,21} \cdot \Delta p_i^{-1,21}$  ставится минус, если отходит от узла – плюс.

Уравнения (17-20) составляют систему из четырех уравнений, которая определяет экономически оптимальные перепады давлений для каждого участка. Если обозначим

$$A_i = Q_i^{0,368} \cdot l_i^{1,21}, \quad (21)$$

то решение для тупиковой газовой сети можно выразить следующим образом:

$$\sum \Delta p_i = \Delta p \quad (22)$$

$$\sum A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21} = 0 \quad (23)$$

Число уравнений (22) равно числу узлов с заданными давлениями – (пять). Число уравнений (23) равно числу узлов с незадаанными давлениями – (четыре). Таким образом, выбор оптимального варианта связан с обособованием минимума стоимости для узлов с незадаанными давлениями. Оптимальное распределение перепадов давления по участкам зависит от конфигурации сети, расходов газа на участках и их длины.

Для решения узловых уравнений используется метод последовательных приближений. Невязка баланса в узлах.

$$\begin{aligned} \sum A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21} &= \Delta \\ A_2 \Delta p_2^{-1,21} + A_7 \Delta p_7^{-1,21} - A_1 \Delta p_1^{-1,21} &= \Delta_I \\ A_8 \Delta p_8^{-1,21} + A_9 \Delta p_9^{-1,21} - A_7 \Delta p_7^{-1,21} &= \Delta_{II} \\ A_4 \Delta p_4^{-1,21} + A_3 \Delta p_3^{-1,21} - A_2 \Delta p_2^{-1,21} &= \Delta_{III} \\ A_5 \Delta p_5^{-1,21} + A_6 \Delta p_6^{-1,21} - A_4 \Delta p_4^{-1,21} &= \Delta_{IV} \end{aligned}$$

Чтобы свести невязку к нулю, увеличим и уменьшим давление в узле на  $\delta p$ . Величину  $\delta p$  будем считать положительной, если она увеличивает давление в узле. Это приведет к изменению перепадов давления на всех участках, примыкающих к узлу, а, следовательно, к изменению их диаметров. Величину  $\delta p$  выберем так, чтобы были удовлетворены экономические узловые уравнения  $\sum A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21} = 0$ . С введением поправочного узлового давления  $\delta p$  уравнения типа  $\sum \Delta p_i = \Delta p$  не нарушаются, так как увеличение перепадов давления на участках, подходящих к узлу, будет компенсироваться уменьшением перепадов давления на участках, отходящих от узла.

Поправочные узловые давления  $\delta p$  получаются на основании вывода, аналогичного выводу поправочных круговых расходов  $\Delta Q$  при увязке колец. Имеются четыре узла (I, II, III, IV) с незадаанными давлениями. Для них напишем четыре уравнения.

Введя поправочные узловые давления  $\delta p_I, \delta p_{II}, \delta p_{III}, \delta p_{IV}$ , получим:

$$A_2(\Delta p_2 + \delta p_I - \delta p_{IV})^{-1,21} + A_7(\Delta p_7 + \delta p_I - \delta p_{II})^{-1,21} - A_1(\Delta p_1 - \delta p_I)^{-1,21} = 0$$

$$A_8(\Delta p_8 + \delta p_{II})^{-1,21} + A_9(\Delta p_9 + \delta p_{II})^{-1,21} - A_7(\Delta p_7 - \delta p_{II} + \delta_I)^{-1,21} = 0$$

$$A_4(\Delta p_4 + \delta p_{IV} - \delta p_{III})^{-1,21} + A_3(\Delta p_3 + \delta p_{IV})^{-1,21} - A_2(\Delta p_2 - \delta p_{IV} + \delta p_I)^{-1,21} = 0$$

$$A_5(\Delta p_5 + \delta p_{III})^{-1,21} + A_6(\Delta p_6 + \delta p_{III})^{-1,21} - A_4(\Delta p_4 - \delta p_{III} + \delta p_{IV})^{-1,21} = 0$$



Раскладывая выражения в скобках в ряд Маклорена и ограничиваясь первыми двумя членами, получаем следующую систему уравнений:

Первый узел

$$\sum_I A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21} - 1,21 \sum_I \frac{A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i} \cdot \delta p_I + 1,21 \frac{A_i \cdot \Delta p_2^{-1,21}}{\Delta p_2} \cdot \delta p_{IV} + 1,21 \frac{\Delta p_7^{-1,21}}{\Delta p_7} \cdot \delta p_{II} = 0$$

Второй узел

$$\sum_{II} A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21} - 1,21 \sum_{II} \frac{A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i} \cdot \delta p_{II} + 1,21 \frac{A_i \cdot \Delta p_7^{-1,21}}{\Delta p_7} \cdot \delta p_I = 0$$

Третий узел

$$\sum_{III} A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21} - 1,21 \sum_{III} \frac{A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i} \cdot \delta p_{III} + 1,21 \frac{A_i \cdot \Delta p_4^{-1,21}}{\Delta p_4} \cdot \delta p_{IV} = 0$$

Четвертый узел

$$\sum_{IV} A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21} - 1,21 \sum_{IV} \frac{A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i} \cdot \delta p_{IV} + 1,21 \frac{A_i \cdot \Delta p_2^{-1,21}}{\Delta p_2} \cdot \delta p_I + 1,2 \frac{A_i \cdot \Delta p_4^{-1,21}}{\Delta p_4} \cdot \delta p_{III}$$

Приближенное решение полученной системы в общем виде следующее:

$$\delta p^I = \frac{\sum A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21}}{1,21 \sum \frac{A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}}$$

$$\delta p^{II} = \frac{\sum \delta p_{c,y} \left( \frac{A \Delta p^{-1,21}}{\Delta p} \right)_{y,cy}}{\sum \frac{A_i \cdot \Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}}$$

$$\delta p = \delta p^I + \delta p^{II},$$

где  $\delta p^I$  – часть поправки, полученная без учета влияния поправочных давлений в соседних узлах;  $\delta p^{II}$  – часть поправки, учитывающая влияние поправочных давлений в соседних узлах;  $\delta p_{cy}^I$  – первое приближение поправки в соседнем узле.

Величина  $\delta p_{c,y}^I$  умножается на  $(\frac{A\Delta p^{-1,21}}{\Delta p})_{y,c,y}$  участка, который имеет соседний узел. Число членов суммы  $\sum \delta p_{c,y}^I (\frac{A\Delta p^{-1,21}}{\Delta p})$  равно числу соседних узлов. При определении знака поправки следует учитывать, что выражения типа  $\frac{A_i \Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}$  всегда положительные.

#### Библиографический список

1. Ионин А. А. Газоснабжение. Учеб. для вузов. М.: Стройиздат. 1989. 439 с.
2. Жила В. А. Газоснабжение. Учебник для студентов вузов по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция». – М.: издательство АСВ, 2014. 368 с.
3. СП 62.13330.2011 Газораспределительные системы. Актуализированная редакция СНиП 42-01-2002.
4. Постановление Правительства РФ от 14.05.2013 N 410 "О мерах по обеспечению безопасности при использовании и содержании внутридомового и внутриквартирного газового оборудования"
5. Правительство российской федерации. Постановление. от 29 октября 2010 года N 870. Об утверждении технического регламента о безопасности сетей газораспределения и газопотребления.
6. ГОСТ 54961-2012. Системы газораспределительные. Сети газопотребления. Общие требования к эксплуатации. Эксплуатационная документация. Национальный стандарт РФ.
7. Приказ Ростехнадзора от 15.11.2013 N 542 "Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности сетей газораспределения и газопотребления"

### **ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ОТ ВНЕДРЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ МЕРОПРИЯТИЙ В СФЕРЕ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ**

*Медведева О.Н., д.т.н., проф., ФГБОУ ВО «СГТУ имени Гагарина Ю.А.*

Российская Федерация как крупнейшая энергетическая держава обладает 19,1 % (38 трлн м<sup>3</sup>) подтвержденных мировых запасов природного газа и занимает второе место по объему добычи – 679 млрд м<sup>3</sup> (по итогам 2019 года). В целом по России, по данным Роснедр, по итогам 2019 г. прирост запасов газа за счет проведения геологоразведочных работ предварительно оценивается в 1,354 трлн м<sup>3</sup>. По данным Минэнерго России в 2019 г. суммарная добыча газа (природного и попутного нефтяного) в Российской Федерации достигла рекордного за последние 19 лет уровня – 737,8 млрд м<sup>3</sup>. Российский трубопроводный газ в течение многих лет занимает лидирую-

щие позиции в странах Европы (в 2019 году импорт российского газа превысил 200 млрд м<sup>3</sup> или 45 % спроса), вышел на рынки Азиатско-Тихоокеанского региона, кроме этого успешно развивается производство и доставка сжиженного природного газа (СПГ), уровень производства которого к 2035 году планируется достичь в 80–120 млн тонн в год.

Природный газ является ведущим компонентом топливно-энергетического баланса страны. Он составляет основу энергопотребления десятков тысяч промышленных предприятий, на нем вырабатывается свыше 35 % электрической и тепловой энергии. Общая поставка газа потребителям по Единой системе газоснабжения составляет более 75 млрд. м<sup>3</sup>, кроме этого, производится и поставляется 17 млн тонн сжиженных углеводородных газов (СУГ) и 29,5 млн тонн СПГ.

Основными потребителями газа в отраслевом разрезе являются предприятия электроэнергетики, металлургии, химической промышленности, на долю которых приходится более половины потребляемого газа в России. Важнейшим потребителем природного газа является также жилищно-коммунальный сектор страны, на долю которого приходится 20 % потребляемого газа (11 % – население, 8 % – коммунально-бытовой сектор).

По состоянию на 31 декабря 2018 года общее количество газифицированных квартир и домовладений превышает 27,1 млн., промышленных объектов – 30,7 тыс. ед., коммунально-бытовых и жилищно-коммунальных объектов – 313,8 тыс. ед., сельскохозяйственных объектов – 7,7 тыс. ед. За период с 2005 по 2018 г. построено и находится в эксплуатации свыше 30 тыс. км газопроводов для газификации сельской местности, газифицировано 752 тыс. домохозяйств, 5 тыс. котельных и предприятий в деревнях и селах.

На 1 января 2020 г. средний уровень газификации населения Российской Федерации составляет 70,1 %, в том числе: в городах – 71,9 %, в сельской местности – 59,4 % при ежегодном приросте газифицированных квартир в размере 2÷4 раза. На отдаленных и труднодоступных участках, где осуществление сетевого газоснабжения по экономическим и техническим соображениям нецелесообразно, используются системы автономного газоснабжения на базе альтернативных энергоносителей: СПГ, компримированного природного газа (КПГ) и сжиженных углеводородных газов.

Если уровень газификации населения Европейской части страны достаточно высок и достигает 75÷80 и более процентов, то газификация Сибири и Дальнего Востока находится на уровне 30÷35 %. Поскольку указанные данные имеют стратегическое значение для развития страны в энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2035 года поставлены следующие задачи:

- совершенствование внутреннего рынка газа и эффективное удовлетворение внутреннего спроса на газ;
- развитие производства малотоннажного сжиженного природного газа и формирование на его основе внутреннего рынка сжиженного природного

газа как инструмента обеспечения энергетической безопасности территорий, отдаленных от Единой системы газоснабжения;

– формирование нефтегазовых минерально-сырьевых центров в новых районах (Восточная Сибирь и Дальний Восток) и на континентальном шельфе Российской Федерации;

– развитие магистральной газотранспортной инфраструктуры (включая создание газотранспортной инфраструктуры в Восточной Сибири и на Дальнем Востоке);

– социально и экономически целесообразное повышение уровня газификации субъектов Российской Федерации с учетом особенностей региональных топливно-энергетических балансов, в том числе создание условий для первоочередного подведения газа к земельным участкам, вовлекаемым в оборот для жилищного строительства, в рамках реализации национальных проектов и национальных программ (к 2024 году 74,7 %; к 2035 году – 82,9 %). Надежность газоснабжения российских потребителей является одной из основных задач при развитии внутреннего рынка газа.

В настоящее время газораспределительные системы городов и поселений представляют собой сложный технологически, организационно и экономически взаимосвязанный и централизованно управляемый комплекс объектов, предназначенных для добычи, транспортировки, хранения и поставок газа, включающий в себя газовые сети различных категорий давления, подземные газовые хранилища, газораспределительные станции, пункты редуцирования, газоиспользующее оборудование. Указанное обстоятельство предопределяет многообразие системообразующих связей и сложный характер взаимодействия факторов, определяющих механизм функционирования газораспределительных систем.

Энергосберегающие мероприятия, предлагаемые к использованию в газораспределительных системах в зависимости от сроков окупаемости, можно условно классифицировать следующим образом [1]:

– беззатратные (организационные мероприятия, не требующие капитальных вложений);

– условно беззатратные (осуществляются за счет привлечения средств из других программ);

– малозатратные (срок окупаемости до трех лет, связаны с модернизацией оборудования, сокращением непроизводительных потерь и т.д.);

– затратные (срок окупаемости до семи лет, масштабные технические решения, комплексно учитывающие строительство, эксплуатацию и энергобережение).

В большинстве случаев задачей технико-экономического расчета является обоснование и выбор варианта проектного решения при отсутствии разработанного проекта, строительных и эксплуатационных смет. В этой связи основной способ определения капитальных вложений и эксплуатационных расходов – использование укрупненных технико-экономических

показателей вариантов проектных решений, полученных путем обобщения выполненных проектов газоснабжения.

Укрупненную оценку экономической эффективности малозатратных энергосберегающих мероприятий осуществляют на основе следующих показателей:

– годовая экономия затрат при использовании  $i$ -го энергоносителя, руб./год:

$$\Delta\Pi_i = Q_i \cdot T_i, \quad (1)$$

где  $Q_i$  – годовая экономия  $i$ -того энергоносителя, достигаемая в результате внедрения соответствующего энергосберегающего мероприятия;  $T_i$  – стоимость (тариф)  $i$ -того энергоносителя.

– индекс срока окупаемости капитальных вложений (инвестиций) в соответствующее энергосберегающее мероприятие, год:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_i}{\Delta\Pi_i}, \quad (2)$$

где  $K_i$  – капитальные вложения, направленные на приобретение оборудования, материалов и выполнение работ для внедрения  $i$ -того энергосберегающего мероприятия, руб. Определяются в соответствии с уровнем договорных цен в регионе строительства газораспределительной системы.

Для оценки инвестиционной эффективности вариантов затратных энергосберегающих мероприятий в соответствии с [2, 3] используется совокупность следующих показателей:

– чистый дисконтированный доход (ЧДД)

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=0}^T (R_t - Z_t) \cdot \alpha_t - \sum_{t=0}^T K_t \cdot \alpha_t, \quad (3)$$

где  $R_t$  – результаты (доходы), достигаемые на  $t$ -ом шаге расчета, руб;  $Z_t$  – эксплуатационные затраты, осуществляемые на  $t$ -ом шаге, руб;  $T$  – продолжительность расчетного периода или горизонт расчета, лет;  $K_t$  – инвестиции на  $t$ -ом шаге, руб.;  $\alpha_t$  – коэффициент дисконтирования, доли единицы:

$$\alpha_t = \frac{1}{(1+E)^t}, \quad (4)$$

$E$  – норма дисконта.

– внутренняя норма доходности (ВНД):

$$\sum_{t=0}^T \frac{R_t - Z_t}{(1+E)^t} = \sum_{t=0}^T \frac{K_t}{(1+E_{\text{вн}})^t}. \quad (5)$$

– индекс доходности дисконтированных инвестиций (ИДД):

$$\text{ИДД} = \frac{\sum_{t=0}^T (R_t - 3_t) \cdot \alpha_t}{\sum_{t=0}^T K \cdot \alpha_t}. \quad (6)$$

– срок окупаемости с учетом дисконтирования, определяемый вариантами расчетами по формуле (5):

$$\sum_{t=0}^{T_{\text{ок}}} \frac{R_t - 3_t}{(1 + E)^t} = \sum_{t=0}^{T_{\text{ок}}} \frac{K_t}{(1 + E)^t}. \quad (7)$$

Поскольку доходы газораспределительных организаций определяются объемами транспортируемого газа и тарифами, установленными на его транспортировку, в качестве результатов (доходов)  $R_t$  от внедрения энергосберегающих мероприятий рассматриваются частные эффекты.

Рассмотрим определение эффективности некоторых энергосберегающих мероприятий.

1. Повышение герметичности сетей газораспределения за счет использования современных уплотнительных и прокладочных материалов для запорно-регулирующей арматуры.

Экономия энергоресурсов для газопроводов с одинаковым рабочим давлением и одинаковым диаметром определяется по формуле,  $\text{м}^3$  [4]:

$$Q = 3,57 \cdot \tau_{\phi} \cdot 10^{-5} \cdot \eta \cdot P_r \cdot m \cdot V \cdot \sqrt{\frac{M}{273 + t} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot n}, \quad (8)$$

где  $\tau_{\phi}$  – фактическая продолжительность периода после замены уплотнения, ч/год;  $\eta$  – поправочный коэффициент, принимается равным 2 при  $P_r \geq 2 \cdot 10^5$  Па и 1,5 при  $0,02 \cdot 10^5 \leq P_r < 2 \cdot 10^5$  Па;  $P_r$  – избыточное давление газа в системе, Па;  $m$  – коэффициент негерметичности, характеризующий падение давления газа в системе, может быть принят равным 0,0012, 1/ч, при условном диаметре  $d_y > 250$  мм коэффициент  $m$  принимается с поправочным множителем  $k = 250/d_y$ ;  $M$  – молекулярная масса газа, кг/кмоль;  $t$  – температура газа, °С;  $\rho$  – плотность газа при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>;  $n$  – количество запорно-регулирующей арматуры на газопроводах одинакового давления и диаметра с уплотнительными и прокладочными материалами;  $V$  – объем газа в системе между запорно-регулирующими устройствами, м<sup>3</sup>:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} l, \quad (9)$$

где  $d$  – внутренний диаметр газопровода, м;  $l$  – длина участка газопровода между запорно-регулирующими устройствами, м.

Годовая экономия затрат определяется по формуле (1).

Например, для газопровода диаметром 200 м с расстоянием между отключающими устройствами 700 метров экономия энергоресурсов составит 3229,8 м<sup>3</sup>, а экономия затрат 6 тыс. рублей.

2. Снижение потребления природного газа в централизованных системах теплоснабжения.

Рассмотрим экономическое преимущество сооружения собственной котельной.

Годовой экономический эффект при теплоснабжении потребителей от собственной котельной по сравнению с покупкой «тепла» от стороннего источника с учетом уменьшения протяженности собственных тепловых сетей [5, 6]:

$$\Delta\Pi_{\text{к-ТЭЦ}} = Q \cdot T_{\text{ТЭЦ}} - (Q - \Delta Q_{\text{ТС}}) \cdot I_{\text{к}}, \quad (10)$$

где  $Q$  – годовое потребление тепловой энергии системой теплоснабжения от стороннего источника с учетом потерь тепла при транспорте по собственным тепловым сетям, Гкал;  $\Delta Q_{\text{ТС}}$  – уменьшение годовых потерь тепловой энергии при транспорте тепла по собственным тепловым сетям ГРО, вызванное снижением протяженности теплопроводов, Гкал;  $T_{\text{ТЭЦ}}$  – тариф на тепловую энергию от стороннего источника, руб./Гкал;  $I_{\text{к}}$  – удельная себестоимость производства тепловой энергии в собственной котельной, руб./Гкал.

Например, годовое потребление тепловой энергии системой теплоснабжения ГРО  $Q = 5000$  Гкал. Тогда годовой экономический эффект по формуле (1) для условий Саратовской области:

$$\Delta\Pi_{\text{к-ТЭЦ}} = 2,232 \text{ млн. руб.};$$

$$R_t = Q \cdot T_{\text{ТЭЦ}} = 7,92 \text{ млн. руб.};$$

$$З_t = (I_{\text{к}} - I_{\text{л}}) \cdot (Q - \Delta Q_{\text{ТС}}) = 4,977 \text{ млн. руб.};$$

$$R_t - З_t = 2,943 \text{ млн. руб.};$$

$$\sum_{t=0}^T (R_t - З_t) \cdot \alpha_t = 2,943 \frac{1}{(1+0,1)^1} + 2,943 \frac{1}{(1+0,1)^2} + 2,943 \frac{1}{(1+0,1)^9} = 16,95$$

$$\sum_{t=0}^T K_t \cdot \alpha_t = 12,9 \cdot \frac{1}{(1+0,1)^0} = 12,9 \text{ млн. руб.}$$

Значение чистого дисконтированного дохода:

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=0}^T (R_t - З_t) \cdot \alpha_t - \sum_{t=0}^T K_t \cdot \alpha_t = 4,05 \text{ млн. руб.}$$

Индекс доходности:

$$\text{ИДД} = \frac{\sum_{t=0}^T (R_t - З_t) \cdot \alpha_t}{\sum_{t=0}^T K_t \cdot \alpha_t} = \frac{5,65}{4,3} = 1,31.$$

Методом последовательных приближений определим внутреннюю норму доходности в размере  $E_{вн} = 0,174$ . Выполняем проверку условия:

$$2,943 \cdot \frac{1}{(1+0,174)^1} + 2,943 \cdot \frac{1}{(1+0,174)^2} + \dots + 2,943 \cdot \frac{1}{(1+0,174)^9} = 12,9 \cdot \frac{1}{(1+0,174)^0}.$$

$$2,943 \cdot 4,391 \approx 12,92 \text{ млн. руб.}$$

В итоге показатели эффективности инвестиционного проекта теплоснабжения от собственной котельной имеют следующие значения:

ЧДД – 4,05 млн. рублей – положителен;

ВНД – 17,4 % ( $E_{вн} > E$ );

ИДД = 1,31 руб./руб. – больше 1;

Дисконтированный срок окупаемости – 7,1 года.

Значения полученных показателей эффективности свидетельствуют о том, что в соответствии с принятыми исходными данными инвестиционный проект теплоснабжения от собственной котельной эффективен и пригоден для реализации.

#### Библиографический список

1. Программа инновационного развития ОАО «Газпром». М.: ООО ИРЦ «Газпром», 2011. 386 с.
2. Косов В.В., Лившиц В.Н. и др. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов. М.: Издательство «Экономика», 2000. 414 с.
3. Стандарт отрасли ОАО «Газпром» РД 1.12–096–2004. Внутрикорпоративные правила оценки эффективности НИОКР. М.: ООО ИРЦ «Газпром», 2004. 58 с.
4. Методика по расчету удельных показателей загрязняющих веществ в выбросах (сбросах) в атмосферу (водоемы) на объектах газового хозяйства. Саратов: Гипрониигаз, 1996. 44 с.
5. Курицын Б.Н. Основы энергосбережения в отопительно-вентиляционной технике. Саратов: Саратовский научный центр жилищно-коммунальной академии, 1996. 92 с.
6. Медведева О.Н. Технико-экономическое обоснование систем теплогазоснабжения. Москва: Ай Пи Ар Медиа, 2020. 197 с. Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS: [сайт]. URL: <http://www.iprbookshop.ru/93562.html> (дата обращения 20.10.2020)



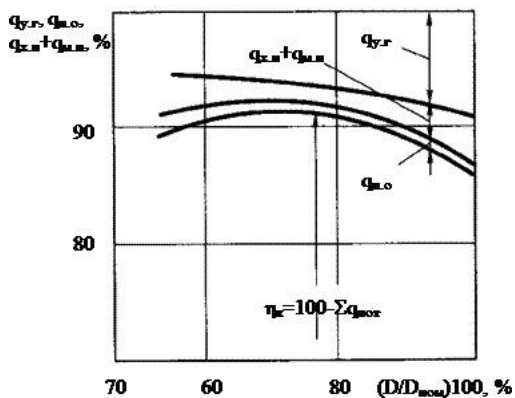
## КООРДИНАЦИЯ РАБОТЫ ТЕПЛОПОТРЕБЛЯЮЩИХ УСТАНОВОК

*Величкин В.А., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

*Завьялов В.А., д.т.н., проф. ФГБОУ ВО «НИУ МГСУ»*

В работе [1] показано, что неравномерность потребления тепловой энергии требует изменения распределения нагрузки на агрегаты котельной установки и изменения режима работы отдельных агрегатов. При неравномерном потреблении тепловой энергии не всегда удаётся обеспечить оптимальный режим функционирования отдельных агрегатов и котельной установки в целом, что приводит к перерасходу топлива.

Это объясняется тем, что максимальный КПД котла достигается при 80 % его максимальной производительности [2] (рис. 1).



**Рис. 1.** Зависимость КПД котла  $\eta_k$  от его нагрузки  $(D/D_{ном})100\%$ :

$q_i$  – потери котлом тепловой энергии

В ЖКХ [3] для снижения перерасхода тепловой энергии и топлива на её производство предлагается снизить неравномерность потребления тепловой энергии.

Аналогично поступают и при производстве ЖБИ. В лаборатории завода ЖБИ разработана циклограмма работы пропарочных камер, следуя которой можно обеспечить стабильную работу котельной установки в оптимальном режиме. С этой целью автоматизируют работу каждой пропарочной камер и координированное управление группой пропарочных камер.

Как известно [4], работа автоматизированной системы управления, состоящей из нескольких самостоятельных подсистем, требует координации управляющих воздействий в подсистемах с целью обеспечения согласованности действий подсистем.

Применительно к системе управления тепловой обработкой строительных изделий (ЖБИ) целью координации является обеспечение равномерного потребления энергоносителя группой тепловых установок [5].

В МГСУ (МИСИ) были проведены исследование процесса тепловой обработки ЖБИ в нескольких пропарочных камерах, которые показали наличие неравномерного суммарного потребления тепловой энергии этими камерами (рис. 2).

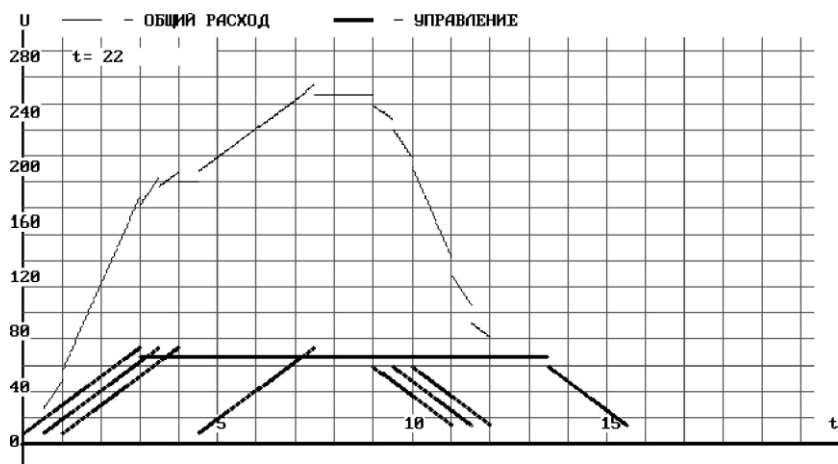


Рис. 2. Суммарный расход пара ( $U$ ) при случайном включении камер в работу

Основными причинами неравномерного потребления энергоносителя группой автоматизированных тепловых установок можно назвать нарушение циклограммы тепловой обработки и стохастический характер работы самостоятельных систем регулирования.

Влияние названных причин можно ослабить применением двухуровневой автоматизированной системы иерархического управления конечным числом технологических объектов, работающих параллельно или последовательно-параллельно [5].

Группа установок тепловой обработки строительных изделий является совокупностью технологических объектов участка поточного производства, работа которых осуществляется по параллельно-последовательной схеме. Некоординированная работа тепловых агрегатов этого участка из-за неравномерного потребления энергоносителя отрицательно сказывается на эффективности работы котельной установки и гидравлической устойчивости сети теплоснабжения [6].

Резкие изменения производительности агрегатов котельной установки ведет к снижению его коэффициента полезного действия (к. п. д.), перерасходу топлива и преждевременному износу. Снижение тепловой устойчивости сети теплоснабжения приводит к потерям теплоносителя при транспортировке и снижению его работоспособности. Из сказанного следует вывод

о необходимости координации работы теплотребляющих установок так, чтобы исключить совпадения моментов пикового потребления отдельных агрегатов.

Поставленная задача может быть решена с помощью иерархической автоматизированной системы управления, нижний уровень которой обеспечивает выполнение режима тепловой обработки в каждом отдельном агрегате, а верхний уровень реализует алгоритм координации работы систем нижнего уровня по критерию, оценивающему эффективность работы всей совокупности агрегатов тепловой обработки.

Моделирование предложенного способа управления группой камер показало, что при координированном управлении не происходит резкого изменения нагрузки на котельную установку. Это позволяет оптимальным образом распределять нагрузку агрегатами котельной установки.

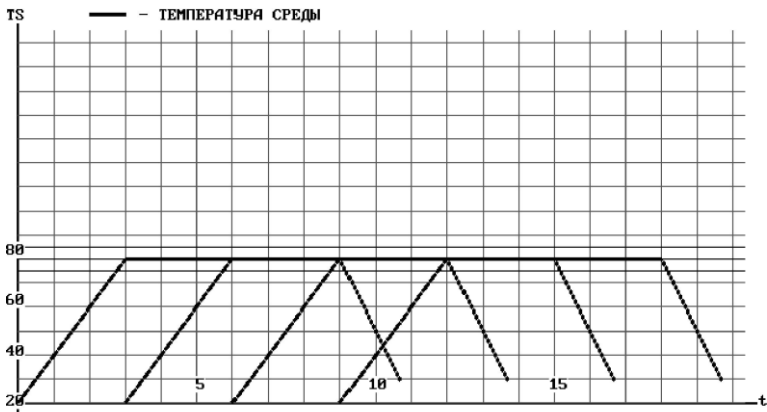


Рис. 3. Температурный режим координированной тепловой обработки

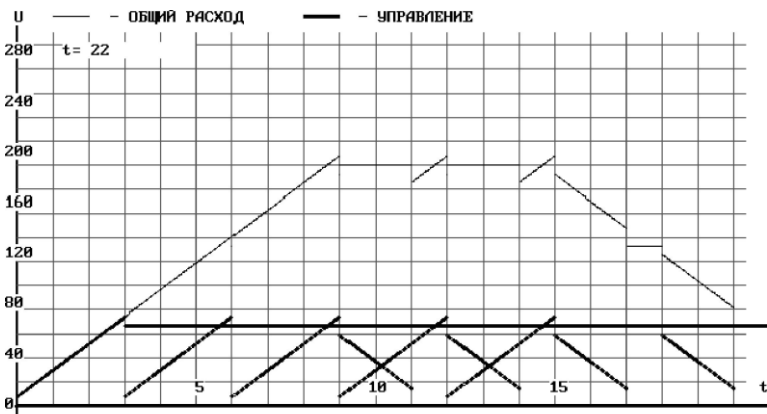


Рис. 4. Потребление пара группой установок при координированном управлении



На рис. 5: блоки 1 – ввода информации, построенные на основе программируемого терминала с жидкокристаллическим дисплеем TL3810 (см. каталог фирмы ProSoft, № 1, 1998 г., с. 66) и снабженные операторским интерфейсом. Блоки установлены в непосредственной близости от объектов 2 управления (например, камер для тепловой обработки бетонных строительных изделий – пропарочных камер, являющихся типичными объектами с емкостным запаздыванием). Камеры связаны с магистралью 3, подключенной к паровому котлу (на рисунке не показан);

блок 4 – приема требований, построенный на основе территориально-распределенной системы сбора данных и управления типа ADAM-5000 (см. каталог фирмы ADVANTECH «Automation with PCs ADVANTECH, solution Guide» vol. 91, 1999 г., раздел 9 стр.2, раздел 10 стр.2);

блок 5 – хранения информации, реализованный на модуле памяти с программируемым контроллером ввода-вывода (например, типа флэш-диск с интеллектуальным контроллером, см. каталог фирмы ProSoft, № 1, 1998 г., с.151);

блок 6 – формирования очереди, формирующий очередь на обслуживание объектов по очередности поступления требований и заданной длительности обслуживания конкретного объекта;

блок 7 – формирования воздействий, формирующий воздействия на локальные автоматические устройства 8 управления (локальной АУУ 8) в соответствии установленной очередностью обслуживания, построенные на основе регуляторов МИНИТЕРМ-300 (см. каталог Московского Завода Тепловой Автоматики «Аппаратура автоматического контроля», 1998-1999гг., с. 34);

блок 9 – формирования приоритетов, осуществляющий координацию формирования приоритетов обслуживания локальных АУУ 8 с учетом времени поступления требований на обслуживание, заданной длительности обслуживания и состояния локальных АУУ 8.

Блоки 6, 7 и 9 построены на основе интегрированного модуля ЦПУ (центрального процессорного устройства), например, типа PCA-6154/L (см. каталог фирмы ADVANTECH «Automation with PCs ADVANTECH, solution Guide» vol. 91, 1999 г., раздел 4 стр. 17).

Кроме названных устройств система включает в себя также:

блок 10 – приема информации о состоянии локальных АУУ 8, реализованных на базе многоканальных модулей цифрового ввода данных, например, типа ADAM-4000 или ADAM-5000. См. каталог фирмы ADVANTECH «Automation with PCs ADVANTECH, solution Guide», vol. 91, 1999 г., раздел 9 стр. 8, раздел 10 стр. 19;

регулирующие органы 11, установленные непосредственно на объектах и построенные на управляемом вентиле с исполнительным механизмом типа МЭО;

датчики положения (на рисунке не показаны), контролирующие готовность объекта к работе (выполненные, например, в виде концевых выключателей);

датчики температуры, выполненные в виде термодпары или термометра сопротивления.

### **Выводы**

1. Неравномерность потребления тепловой энергии приводит к:
  - снижению эффективности её использования;
  - перерасходу топлива при производстве тепловой энергии;
  - преждевременному износу теплогенерирующих агрегатов.
2. Использование предложенного способа управления [8] позволяет:
  - эффективно использовать тепловые ресурсы;
  - исключить возникновение нехватки тепловой энергии, вследствие запуска слишком большого числа объектов;
  - исключить критическое повышение давления в системе теплоснабжения из-за резкого снижения потребления теплоносителя, вследствие резкого вывода большого числа объектов из процесса тепловой обработки;
  - продлить срок службы агрегатов системы теплоснабжения за счет плавного изменения нагрузки на агрегаты.

### **Библиографический список**

1. Пуринг С.М., Баландина О.А. К вопросу о методологических подходах к решению задач оптимального распределения нагрузок между агрегатами котельной // Сборник докладов VII Международной научно-технической конференции, посвященной 90-летию со дня образования факультета ТГВ МИСИ – МГСУ (г. Москва, 8 ноября 2018 г.) Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции, С. 156 – 162.
2. Зависимость КПД парового котла от его нагрузки, <https://megaobuchalka.ru/6/4324.html>
3. Квурт М.М. Оптимизация потребления тепловой энергии // Новости теплоснабжения №4(80), 2007, <http://www.nts-n.ru>.
4. Алиев Р. А., Либерзон М. Н. Методы и алгоритмы координации в промышленных системах управления. - М.: Радио и связь, 1987. 209 с.
5. Перегудов В. В., Роговой М. И. Тепловые процессы и установки в технологии строительных изделий и деталей. - М.: Стройиздат, 1983. 416 с.
6. Кучеренко А. А. Тепловые установки заводов сборного железобетона. К.: Вища школа, 1977. 280 с.
7. Горшков К.Е., Завьялов В.А. Координация управления дискретным объектом. В сб. научных трудов «Автоматизация технологических процессов и производств». – М.: МГСУ, 2001, № 6.
8. Патент на изобретение № 2224278. Оpubл. Бюл. № 5 / 2004

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА НА ПРИМЕРЕ УСТАНОВКИ «БЛОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ ПУНКТ» ЦЕНТРА «SYSTEMS/СИСТЕМЫ» КГАСУ

*Сафиуллин Р.Г., д.т.н., доц., ФГБОУ ВО «КГАСУ»*

*Ахмерова Г.М., к.п.н., доц., ФГБОУ ВО «КГАСУ»*

Тепловые пункты являются важными элементами системы централизованного теплоснабжения здания и как российские, так и зарубежные учёные изучают особенности перехода на индивидуальные тепловые пункты [1–3], работу пластинчатых теплообменников [4–6]. Блочный тепловой пункт центра инженерных систем представляет собой подключённую и эксплуатируемую установку, компоновка которой выполнена индивидуально, с учётом габаритов помещения и тепловых нагрузок здания Центра. На стенде «Блочный тепловой пункт» разработана группа лабораторных работ для проведения экспериментальных исследований на действующем оборудовании. Использование современной лабораторной базы для повышения качества учебного процесса имеет особое значение в технических вузах и анализируется авторами [7–9].

Тепловая схема БТП предусматривает учёт тепловой энергии в «Блоке узла ввода» и подготовку горячей воды на нужды систем отопления («Блок СО»), горячего водоснабжения («Блок ГВС») и теплоснабжения воздухонагревателей приточной установки К-1, с автоматическим регулированием параметров теплоносителя по температуре наружного воздуха (рис. 1).

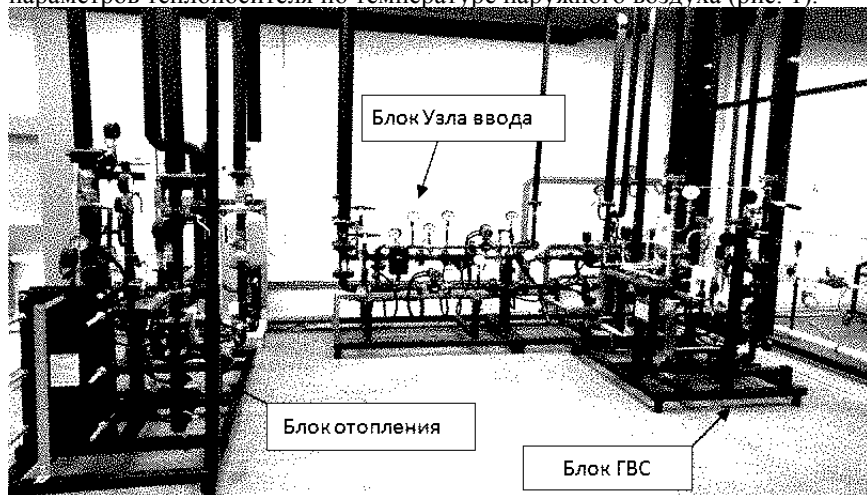


Рис. 1. Блочный тепловой пункт в Центре «SYSTEMS»

В лабораторных работах рассматривается работа каждого блока БТП, используя их монтажную и гидравлическую схемы. Присоединение системы отопления объекта выполнено по независимой схеме (через разборный пластинчатый теплообменник), схема присоединения системы горячего водоснабжения – одноступенчатая параллельная. Для системы ГВС установлен рекуперативный водо-водяной паяный пластинчатый теплообменный аппарат типа ХВ06Н. Количество пластин  $n = 8$ . Площадь поверхности теплообмена  $F = 0,162 \text{ м}^2$ . Материал пластин – сталь AISI316.

ПТО в блоке Отопления БТП Центра «SYSTEMS» собран из 30 пластин толщиной  $\delta_{\text{ст}} = 0,4 \text{ мм}$ , шириной  $b = 254 \text{ мм}$  и площадью теплообменной поверхности  $f_{\text{пл}} = 0,111 \text{ м}^2$  каждая. Количество каналов в пластине: для горячего теплоносителя  $N_1 = 19$  шт., для нагреваемого теплоносителя  $N_2 = 19$ . Ширина каждого канала  $l_{\text{ми}} = 95 \text{ мм}$ , зазор между пластинами  $\delta_{\text{кан}} = l_{\text{ми}} - h_{\text{к}} = 2,9 \text{ мм}$ . Сталь марки AISI316, из которой выполнены пластины, имеет в рабочем интервале температур 20–95 °С теплопроводность  $\lambda_{\text{ст}} = 15,2 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

В конструкции блочного теплового пункта заложена возможность искусственного внесения изменения параметров первичного теплоносителя, поступающего в теплообменник системы отопления при переключении БТП в «ручной режим». На теплопроводе Т2 установлен регулирующий клапан с электроприводом, с помощью которого можно изменять количество первичного теплоносителя, поступающего в теплообменник, и соответственно, менять температуру горячего теплоносителя в системе отопления. При выполнении лабораторной работы «Исследование теплотехнических характеристик пластинчатого теплообменника системы отопления» измерения проводятся при пяти значениях расхода теплоносителя через теплообменник.

Теоретический коэффициент теплопередачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>К), теплообменника по физическому смыслу является термической проводимостью того пути, по которому тепло передаётся от горячего теплоносителя к нагреваемому. Общее сопротивление теплопередаче теплообменника  $R_{\text{общ}}$  равно сумме отдельных термических сопротивлений, так как тепловой поток проходит все сопротивления последовательно. Коэффициент теплопередачи  $k$  – величина, обратная общему сопротивлению теплопередаче:

$$k = \frac{1}{R_{\text{общ}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \sum r_{\text{загр}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи или термическая проводимость ламинарного пристенного слоя у поверхности пластины, контактирующей с горячим теплоносителем);  $\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}$  – термическое сопротивление стенки пластины

( $\delta_{\text{ст}}$  – толщина стенки,  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности материала пла-



стины);  $\Sigma r_{\text{згр}} = r_1 + r_2$  – термическое сопротивление слоя загрязнений на стенке со стороны со стороны первичного теплоносителя  $r_1$  и второго (нагреваемого) теплоносителя  $r_2$ ;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки пластины к нагреваемому теплоносителю.

Одной из основных проблем при решении уравнения (1) является определение коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$ , которые рассчитываются, в основном, из критериальных соотношений. В общем виде коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  является функцией большого числа переменных, которые могут быть связаны между собой критериями подобия:

$$\bar{\alpha} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{l}, \text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}, \dots), \quad (2)$$

где  $\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$ ,  $\text{Re} = \frac{u \cdot d_s}{\nu}$ ,  $\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$  – критерии Нуссельта, Рейнольдса и

Прандтля;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па·с;  $u$  – скорость движения теплоносителя, м/с;  $l$  – определяющий (характерный) размер канала с горячим и холодным теплоносителем, м;

$$l = 2 \frac{\delta_{\text{кан}} \cdot b}{\delta_{\text{кан}} + b}.$$

Значения теплофизических констант теплоносителей, входящих в критерии, выбираются при средней температуре того теплоносителя, для которого рассчитывается коэффициент теплоотдачи.

Конкретный вид уравнения зависит от режима движения, физических свойств теплоносителя, условий обтекания теплопередающей поверхности. В нашем случае коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  рассчитываются по критериальным формулам для вынужденного движения жидкости в щелевых каналах, образованных гофрированными пластинами для увеличения турбулизации течения. Экспериментально установлено, что критическое число Рейнольдса перехода от ламинарного режима течения к турбулентному здесь равно  $\text{Re}_{\text{кр}} = 50$ . Поэтому средний коэффициент теплоотдачи рассчитывают по критериальным уравнениям в зависимости от режима течения теплоносителя:

– ламинарный режим ( $\text{Re} \leq 50$ )  $\text{Nu} = 0,60 \cdot \varepsilon_t \cdot \text{Re}^{0,33} \cdot \text{Pr}^{0,33}$  (3)

– при турбулентном движении ( $\text{Re} > 50$ )  $\text{Nu} = 0,135 \varepsilon_t \cdot \text{Re}^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43}$  (4)

Поправку  $\varepsilon_t$  в формулах (3), (4), учитывающую зависимость физических свойств среды от температуры, рассчитывают по формуле:

$$\varepsilon_t = \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (5)$$

где критерий Прандтля  $\text{Pr}$  принимают по справочным данным для текучей среды при средней температуре жидкости, а критерий Прандтля  $\text{Pr}_{\text{ст}}$  при-

нимают по справочным данным для текущей среды при температуре стенки [10].

Фактическая скорость греющей и нагреваемой воды, м/с, определяется по формулам:

$$u_{гр} = \frac{G_{гр}}{3600 f_{гр} \rho_{гр}}, \quad (6)$$

$$u_{н} = \frac{G_{н}}{3600 f_{н} \rho_{н}}, \quad (7)$$

где  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $f_{гр}, f_{н}$  – общее живое сечение каналов в пакете пластин по ходу греющей и нагреваемой воды м<sup>2</sup>;  $f_{гр} = f_{н} = b(n-1) \frac{\delta_{кан}}{2}$ ;  $G_{гр}, G_{н}$  – расход, кг/ч, соответственно греющей и нагреваемой воды:

$$G_{гр} = \frac{3,6 Q_o}{(t_1 - t_2) c_p}, \quad (8)$$

$$G_{н} = \frac{3,6 Q_o}{(t_{01} - t_{02}) c_p}. \quad (9)$$

Здесь  $Q_o$  – расчётная тепловая мощность ПТО, Вт;  $t_1$  – температура греющей воды на входе в ПТО, °С;  $t_2$  – температура греющей воды на выходе из ПТО, °С;  $t_{01}$  – температура нагреваемой воды на выходе из ПТО, °С;  $t_{02}$  – температура нагреваемой воды на входе в ПТО, °С.

Экспериментальный коэффициент теплопередачи теплообменника определяют решением системы двух основных уравнений:

– уравнение теплопередачи:

$$Q_o = kF\Delta t, \quad (10)$$

– уравнение теплового баланса:

$$Q_o = M_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = M_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2), \quad (11)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи,  $F$  – поверхность теплообмена в аппарате;  $\Delta t$  – средний температурный напор (средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями);  $M_1$  и  $M_2$  – массовые расходы теплоносителей, кг/с;  $c_{p1}$  и  $c_{p2}$  – массовые изобарные теплоёмкости теплоносителей, Дж/(кг·К).

В уравнении (11) индекс «1» обозначает, что данная величина относится к нагревающей (горячей) жидкости, а индекс «2» – к холодной (нагреваемой). Индекс «'» соответствует теплоносителю на входе в теплообменник, а «''» – на выходе из теплообменника.

Рассчитав  $Q_o$  по уравнению (11) можно определить экспериментальный коэффициент теплопередачи ПТО по формуле:

$$k = \frac{Q_o}{F \Delta t_{cp}} . \quad (12)$$

Расход греющего теплоносителя  $G_{гр}$  перед ПТО определяется по показаниям расходомера, установленного на линии теплоносителя из сети при отключённом блоке ГВС. Постоянство расхода воды в системе отопления обеспечивается неизменным уровнем воды в закрытом расширительном баке. Испытания теплообменника проводятся только при установившемся режиме.

Определив экспериментальные значения для греющего и нагреваемого теплоносителей  $t_{вх}$ ,  $t_{вых}$ , рассчитывают коэффициент теплопередачи  $k$  теплообменника. Полученные значения  $k$  сравниваются с расчётными значениями и паспортными данными теплообменника.

Итак, проведя экспериментальное исследование теплотехнических характеристик пластинчатого теплообменника на примере установки «блочный тепловой пункт» студенты могут: пояснить принцип работы и назначение элементов экспериментальной установки; привести классификацию теплообменных аппаратов по принципу их действия; описать конструкцию и принцип действия ПТО; сравнить характеристики разборных и паянных пластинчатых теплообменников; схематично изобразить графики изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена исследованного теплообменника; использовать методику расчёта средней разности температур в теплообменнике; дать определение понятий «теплопередача» и «теплоотдача»; экспериментально найти коэффициент теплопередачи в пластинчатом теплообменнике; описать алгоритм расчёта коэффициентов теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю; обосновать максимальное значение (в теоретическом пределе) коэффициента теплопередачи для данного теплообменника; перечислить факторы, влияющие на теплоотдачу теплообменника; объяснить изменится ли коэффициент теплопередачи в исследуемом аппарате, если он будет иметь не 30, а 20 пластин (при прочих равных условиях); рассчитать теоретический коэффициент теплопередачи, используя критериальные формулы для определения коэффициентов теплоотдачи от теплоносителей к стенкам теплообменного аппарата; сравнить экспериментальное и расчётное значения коэффициента теплопередачи в пластинчатом теплообменнике.

### **Выводы**

На базе установки «Блочный тепловой пункт» инновационного Центра инженерных систем в строительстве «SYSTEMS/СИСТЕМЫ» КГАСУ используются возможности действующего оборудования в целях повышения качества учебного процесса при изучении специальных дисциплин и формировании квалифицированных специалистов для строительной отрасли. На примере блочного теплового пункта показаны возможности проведения

экспериментальных исследований теплотехнических характеристик пластинчатого теплообменника.

#### Библиографический список

1. Chichirova N. D., Akhmetova I. G., Lapin K. V., Gilmanova A. R., Ion I. Improving of the heat supply energy efficiency in Russian cities through the individual heat points introduction // E3S Web of Conferences 124. 2019.
2. Ахмерова Г.М. Проблемы перехода от ЦТП на АИТП в Казани // Новости теплоснабжения. 2016. №5. С.37-39.
3. Пырклов В. В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование: учебник/ В. В. Пырклов. – Киев: ООО с ИИ Данфос ТОВ, 2008.- 252 с.
4. Gudmundsson O., Palsson O., Palsson H., Lalot S. Online fouling detection of domestic hot water heat exchangers // Heat Transfer Engineering. 2016. Vol. 15 Pp.1231-1241.
5. Bahiraei M., Rahmani R., Yaghoobi A., Khodabandeh E., Mashayekhi R., Amani M. Recent research contributions concerning use of nanofluids in heat exchangers: A critical review // Applied Thermal Engineering. 2018.
6. Mandic D. CFD modeling of turbulence in channels of plate heat exchangers // International Conference on Fluid Flow, Heat and Mass Transfer. 103. 2018.
7. Костуганов, А.Б. Роль лабораторной базы в формировании профессиональных компетенций студентов профиля «Теплогазоснабжение и вентиляция». / А.Б. Костуганов, И.А. Оденбах // Университетский комплекс как региональный центр образования, науки и культуры: материалы Всерос. науч.- метод. конф. (с междунар. участием), 3-5 февр. 2015 г., Оренбург / Оренбург. гос. ун-т. - Электрон. дан. - Оренбург, 2015. - С. 581 – 586.
8. Костуганов, А.Б. Создание современной лабораторной базы вуза как средства формирования профессиональных компетенций будущих специалистов/ А.Б. Костуганов, И.А. Оденбах, В.В. Демидочкин // Университетский комплекс как региональный центр образования, науки и культуры: материалы Всерос. науч.- метод. конф., 1-4 февр. 2017 г., Оренбург / Оренбург. гос. ун-т. - Электрон. дан. - Оренбург, 2017. - С. 795-803.
9. Ахмерова Г. М., Сафиуллин Р. Г. Использование современной лабораторной базы при подготовке магистрантов профиля «Системы теплогазоснабжения и вентиляции» // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2020. Вып. 3(80). С. 191—199.
10. Ахмерова Г.М., Сафиуллин Р.Г. Блочный тепловой пункт. Указания по выполнению лабораторных работ для студентов направления подготовки 08.03.01 «Строительство». Казань: Изд-во Казанск. гос. архитектур.-строит. ун-та, 2019. – 53 с.

## **ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЛОЖНЫХ РАЗВЕТВЛЕННЫХ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ ЭЛЕМЕНТОВ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

*Курбатская Н.А., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

*Стребков А.С., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

*Луданный О.В., магистрант, ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

*Мошкарка Т.В., магистрант, ФГБОУ ВО «БГИТУ»*

Расчет гидравлического сопротивления сложных разветвленных трубопроводных систем, таких как системы водо- и газоснабжения зданий, внутренние трубопроводные системы зданий, технологические трубопроводы промышленных предприятий и энергетических установок, является весьма сложным и кропотливым. Выполнение гидравлического расчета разветвленных трубопроводов требует учета многих особенностей, которые могут меняться в зависимости от режима эксплуатации, изменения параметров среды и схемы подключения отдельных участков. Создание программы для такого расчета значительно снижает затраты времени на многовариантный гидравлический расчет, исследование эффективности теплообменного оборудования при различных режимах работы систем производства тепловой и электрической энергии.

Объектами разработки являются математическая модель гидравлического сопротивления подогревателей линии регенерации питательной воды установок комбинированного производства тепловой и электрической энергии и компьютерная программа для автоматизации этого расчета.

Каналы для движения питательной воды в подогревателях представлены системой раздающих и собирающих коллекторных труб и участками параллельно и последовательно подключенных спиральных элементов с позонным распределением расхода воды. Важным вопросом является выбор расчетной схемы, предусматривающий анализ гидравлических схем подогревателей с выбором наиболее протяженного участка и учетом распределения потоков по зонам теплообменной поверхности, выполненный авторами для известных подогревателей [1].

Разработанная математическая модель гидравлического расчета основана на законах движения несжимаемой вязкой жидкости с учётом ее теплофизических свойств. Математическая модель включает определение потерь не только в спиральных элементах зон конденсации пара (КП), охлаждения пара и конденсата (ОП и ОК), которые являются основными теплообменными элементами подогревателей, но и в таких местных сопротивлениях как раздающие и собирающие участки коллекторов, повороты, отводы, расширения (сужения), дроссельные шайбы и заглушки и т.п. Математическая модель в качестве параметров использует характеристики конфигурации трубопроводной сети (число зон, количество колонн, соотношение диаметров трубопроводов, радиусовгиба и др.), а также факторы, учиты-

вающие распределение расходов по зонам и колоннам, обеспечение соотношения расходов через зону и транзитного, смешения потоков на выходе из зон согласно рекомендациям [1, 2].

Для выполнения гидравлического расчета систематизирована информация о геометрических размерах всех трубопроводов системы движения теплоносителей, в том числе с использованием прямых замеров отдельных элементов трубопроводов на чертежах, приведенных в отраслевом каталоге [1] и РТМ [2], и приведению их к реальным значениям с использованием соответствующих масштабных коэффициентов. При анализе и обобщении данных по геометрии подогревателей использованы значения коэффициентов вертикального подобия  $\alpha$  и горизонтального подобия  $\beta$ :

$$\alpha = \frac{H}{N_p \cdot d_{cn}^{np}}, \quad \beta = \frac{D_K}{D_{cn}^{np}}, \quad (1)$$

где  $H$  – высота теплообменника, указанная в технической характеристике подогревателя;  $N_p$  – число рядов спиральных элементов подогревателя;  $d_{cn}^{np}$  – наружный диаметр трубки спирального элемента;  $D_K$  – внешний диаметр корпуса ТА,  $D_{cn}^{np}$  – наружный диаметр бухты спирали по каталогу.

Длина вертикальных трубопроводов подогревателей привязывается к рассчитываемой высоте пучка спиральных элементов, длина горизонтальных – к рассчитываемому или известному внутреннему диаметру корпуса подогревателя. Диаметры трубопроводов подбираются по известному расходу теплоносителя  $W$  с соблюдением рекомендуемых скоростей движения  $w$  на каждом участке. Рассчитанный диаметр согласуется с ГОСТ 8732-78 на стальные толстостенные трубы [5].

Исходя из анализа чертежей для удобства данный ГОСТ был преобразован в ряд рекомендуемых для применения в расчете размеров труб на различных участках системы в виде  $d_{вн} \times \delta_{ст} (d_{вн})$ , мм:

- Входные и выходные патрубки: 245×22(201), 273×26(221), 273×24(225), 377×43(291), 373×50(273), 465×52(361), 530×65(400).

- Подводящие трубопроводы и коллекторы 146×22(102), 152×20(112), 159×20(119), 168×20(128), 168×22(124), 180×24(132), 180×30(120), 203×30(143), 194×36(122), 219×36(147), 245×40(165), 245×45(155), 273×50(173), 299×56(187).

- Отводящие трубопроводы зоны ОК 76×12(52), 95×14(67), 102×16(70), 102×18(66), 108×14(80), 108×16(76), 114×16(82), 114×18(78), 121×16(89), 133×20(93).

- Трубопровод отвода из ОП: 114×16(82), 114×18(78), 121×16(89), 133×20(93), 146×22(102), 159×20(119), 168×20(128), 168×22(124), 180×24(132), 180×30(120), 194×22(150), 203×30(143).

- Отводящая магистраль из ОП: 168×20(128), 168×22(124), 180×24(132), 180×30(120), 203×30(143), 219×36(147), 245×40(165), 245×45(155), 273×50(173).

Опираясь на полученные из анализа чертежей данные, аналитическим способом были получены и приняты для расчета следующие зависимости и рекомендации для определения длин и диаметров трубопроводов.

Высота пучка спиральных элементов может быть определена в зависимости от размеров поверхности теплообмена таким образом:

- для одноплоскостных спиралей:

$$H_{cn} = N_p \cdot d_{cn}^{su} + z_p \cdot (N_p - 1) + Z, \quad (2)$$

где  $N_p = N_{cn}/N_{кол-н}$  – число рядов спиральных элементов,  $z_p$  – зазор между рядами спиралей,  $Z$  – суммарная величина промежутков между зонами. Примем для расчетов  $z_p = 7$  мм,  $Z(4) = 350$  мм,  $Z(6) = 600$  мм;

- для двухплоскостных спиралей:

$$H_{cn} = N_p \cdot d_{cn}^{su} + z_p \cdot \left( \frac{N_p}{2} - 1 \right) + \frac{N_p}{2} \cdot z_{nl} + Z, \quad (3)$$

где  $N_p = 2 \cdot N_{cn}/N_{кол-н}$  – число рядов спиральных элементов,  $z_{nl}$  – зазор между плоскостями спирального элемента (принято  $z_p = 10$  мм,  $z_{nl} = 8$  мм).

Диаметр корпуса подогревателя:

- для 4-х колонного теплообменного аппарата (ТА):

$$D_k = 2,414 \cdot D_n + 2 \cdot \delta'_1 + 1,4 \cdot \delta_2, \text{ мм.} \quad (4)$$

- для 6-ти колонного ТА:

$$D_k = 3 \cdot D_n + 2 \cdot (\delta'_1 + \delta_2), \text{ мм,} \quad (5)$$

где  $D_n$  – наружный диаметр спирали, мм,  $\delta'_1$  – зазор между спиралью и корпусом,  $\delta_2$  – зазор между спиральями. Для расчета принимаем  $\delta'_1 = 50$  мм,  $\delta_2 = 5$  мм.

Внутренние диаметры трубопроводов:  $d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot W_{нг}}{\pi \cdot w}}$ .

Длина коллектора:  $L_{кол} = 1,1 \cdot H_{cn}$ .

Длина отводящей магистрали от зоны ОП:  $L_{отв. маг.} = 1,15 \cdot H_{cn}$ .

Длина входных и выходных патрубков составляет:

- для 4-х колонных ТА, где  $N_{сп} = 100 \dots 400$ ,  $L_{вх/вых} = 750$  мм;
- для 6-ти колонных ТА, где  $N_{сп} = 400 \dots 800$ ,  $L_{вх/вых} = 1250$  мм;
- для 6-ти колонных ТА, где  $N_{сп} = 800 \dots 1500$ ,  $L_{вх/вых} = 1750$  мм.

Длина подводящего трубопровода:

- для 4-х колонного ТА:  $L_{н. mp} = 0,385 \cdot D_k$ ;
- для 6-ти колонного ТА:  $L_{н. mp} = 0,89 \cdot D_k$ .

Длина отводящего трубопровода зоны ОК:

- для 4-х колонного ТА:  $L_{mp. ОК} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_k - 50 - 0,5 \cdot d_{вн. кол.}) - 60 - d_{вн. кол.}$  ;
- для 6-ти колонного ТА:  $L_{mp. ОК} = \frac{\pi}{9} \cdot (D_k - 65 - 0,5 \cdot d_{вн. кол.})$ .

Длина трубопровода отвода из ОП:

- для 4-х колонного ТА:  $L_{mp.OП} = 0,89 \cdot D_K$ ;
- для 6-ти колонного ТА:  $L_{mp.OП} = 0,75 \cdot D_K$ .

Ввиду большой конструктивной сложности и разнообразия подогревателей, все полученные результаты являются достаточно приближительными. Они не могут служить для конструктивного расчета, однако их использование в гидравлических расчетах можно считать допустимым.

Исходными данными для гидравлического расчета являются режимные характеристики питательной воды и геометрические характеристики спирального элемента, полученные в ходе теплового расчета подогревателя. Набор необходимых характеристик представлен в таблицах 1 и 2. Далее рассчитываются геометрические размеры прочих элементов по представленным выше зависимостям.

Таблица 1

Исходные данные			
№ п/п	Параметр	Обозначение	Разм.
1	Расход питательной воды	$W_{пв}$	кг/с
2	Число рядов спиралей в зоне ОП	$N_{оп}$	-
3	Число рядов спиралей в зоне КП	$N_{кп}$	-
4	Число рядов спиралей в зоне ОК	$N_{ок}$	-
5	Доля расхода теплоносителя через зону ОП	$B$	-
6	Доля расхода теплоносителя через ОК	$A$	-
7	Температура воды на входе в подогреватель	$t'$	°С
8	Температура воды на выходе из подогревателя	$t''$	°С
9	Давление воды на входе в теплообменный аппарат	$p_{вх}$	кПа

Таблица 2

Характеристики спирального элемента			
№ п/п	Параметр	Обозначение	Разм.
1	Внешний диаметр трубки	$d_{вш}$	м
2	Толщина стенки трубки	$\delta_{ст}$	м
3	Внутренний диаметр трубки	$d_{вн}$	м
4	Длина трубки спирали	$l_{сп}$	м
5	Число витков спирального элемента	$n_{в}$	-
6	Наружный диаметр спирального элемента	$n_{в}$	м

Потери давления определяются в три этапа. На первом этапе определяются потери в спиральных элементах. Расчет коэффициента сопротивления спирального элемента проводится по зависимости [2]:



$$\zeta_{cn} = \lambda \cdot \frac{l_{cn}}{d_{вн}} + 0,5 \cdot n_в + 1,4 + 1,1 + 0,9 \cdot N_p^{3,2} \cdot \left( \frac{d_{вн}}{d_{кол}} \right)^4, \quad (6)$$

где  $N_p^3$  – число рядов спиралей в зоне,  $d_{кол}$  – внутренний диаметр коллектора, м,  $n_в$  – число витков спирального элемента,  $\lambda$  – коэффициент трения,  $l_{cn}$  – длина спиральной трубки, м;  $d_{вн}$  – внутренний диаметр трубки, м.

Далее рассчитываются потери давления в спиральных элементах:

$$\Delta p_{cn} = \zeta_{cn} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \text{ Па.} \quad (7)$$

На втором этапе определяются коэффициенты местных сопротивлений согласно рекомендациям [3] и рассчитываются потери давления в местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{mc} = \zeta_{mc} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \text{ Па.} \quad (8)$$

На третьем этапе рассчитываются потери давления на трение на участках по формуле Дарси:

$$\Delta p_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \text{ Па.} \quad (9)$$

Коэффициент трения  $\lambda$  определяется по графикам Мурина [3] для труб с эквивалентной шероховатостью равной  $K_3 = 10^{-4}$  м.

На заключительном этапе находятся суммарные потери в спиральных элементах, в местных сопротивлениях, на трение и полные суммарные потери по формулам:

$$\sum \Delta p_{c3} = \Delta p_{ок} + \Delta p_{кп} + \Delta p_{он}, \text{ Па.}$$

где  $\Delta p_{ок}$ ,  $\Delta p_{кп}$ ,  $\Delta p_{он}$  – потери давления в спиралах соответствующей зоны подогревателя.

$$\sum \Delta p_{mc} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n, \text{ Па,}$$

где  $\Delta p_1 \dots \Delta p_n$  – потери давления в соответствующем местном сопротивлении по ходу движения воды.

$$\sum \Delta p_{TP} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n, \text{ Па,}$$

где  $\Delta p_1 \dots \Delta p_n$  – потери давления на трение в соответствующих участках трубопроводной системы по ходу движения воды.

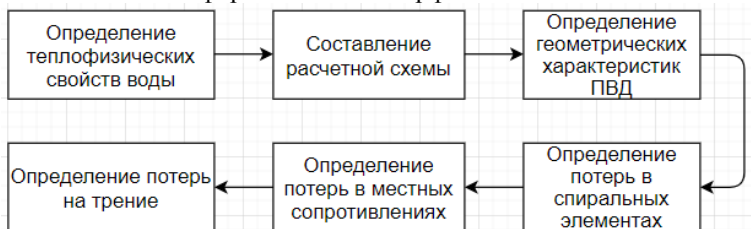
$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_{c3} + \sum \Delta p_{mc} + \sum \Delta p_{TP}, \text{ Па.}$$

Также определяются относительные потери давления и доля каждого вида потерь от полной величины по формулам:

$$\frac{\sum \Delta p}{P_0} \cdot 100, \%; \quad \frac{\sum \Delta p_{c3}}{\sum \Delta p} \cdot 100, \%; \quad \frac{\sum \Delta p_{mc}}{\sum \Delta p} \cdot 100, \%; \quad \frac{\sum \Delta p_{TP}}{\sum \Delta p} \cdot 100, \%.$$

На основании описанной математической модели разработана программа в виде веб-приложения на языке JavaScript (упрощенная блок-схема представлена на рис. 1). Такой метод программной реализации является

относительно простым, не требует специальных средств разработки, имеет хорошую поддержку программного обеспечения и позволяет создать интуитивно понятный и информативный интерфейс.



**Рис. 1.** Структура программы расчета гидравлического сопротивления подогревателя

### Выводы

1. Представленную программу удобно использовать для многовариантных гидравлических расчетов при проектировании подогревателей для систем производства тепловой и электрической энергии.

2. Подходы, изложенные применительно к подогревателям, могут быть использованы в новых приложениях для гидравлических расчетов различных систем разветвленных трубопроводов (внутридомовых систем водо-, тепло- и газоснабжения, а также трубопроводных систем паровых и водогрейных котельных агрегатов). Данный подход актуален для мониторинга и планирования новых гидравлических режимов городских систем газоснабжения, в которых постоянно меняется количество потребителей и режимность, осуществляется ремонт газопроводов с заменой труб или санацией на отдельных участках трубопроводной сети.

### Библиографический список

1. Теплообменное оборудование паротурбинных установок. Отраслевой каталог. Часть 2. // Министерство тяжелого энергетического и транспортного машиностроения СССР, Москва, 1989.

2. Расчет и проектирование регенеративных подогревателей высокого и низкого давления. Руководящие технические материалы РТМ 108.261.23-84. // М.: НИИЭнформэнергомаш, 1984 – 213с.

3. Идельчик И.Е., Справочник по гидравлическим сопротивлениям. //М.: «Машиностроение», 1992 г. – 672 с.

4. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник //Александров А.А., Ривкин С.Л. – М.: Энергия, 1984. – 80 с.

5. ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент (с Изменениями N 1, 2) // – Москва: Изд-во стандартов, 1988. – 10 с.

## МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО КОЛЬЦА ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ИСПЫТАНИЙ НА ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

*Куриленко Н.И., к.ф.-м.н., доцент.,*

*Тюменский индустриальный университет*

*Кузьменко К.Е., аспирант, Тюменский индустриальный университет*

Испытания по определению тепловых потерь и гидравлических сопротивлений в трубопроводах сетей теплоснабжения и горячего водоснабжения являются важными мероприятиями, определяющими техническое состояние тепловой изоляции, а также коэффициент шероховатости внутренних стенок эксплуатируемых трубопроводов. Проведение данных испытаний регламентируется существующими нормативно-техническими требованиями, п. 6.2.32 [1] Правил технической эксплуатации тепловых энергоустановок, приказ N 115. Частота проведения испытаний регламентирована и составляет не менее 1 раза в 5 лет.

Существующие методики проведения данных испытаний: РД 34.20.519-97 «Испытания на гидравлические потери», РД 34.09.255-97 «Испытания на тепловые потери», РД 153-34.0-20.523-98 Часть II «Методические указания по составлению энергетических характеристик для систем транспорта тепловой энергии». В ходе выполнения первичных расчетов и подготовки к проведению испытаний важным этапом является определение циркуляционного кольца, участвующего в непосредственных испытаниях тепловых сетей. В циркуляционное кольцо включаются магистральные и квартальные трубопроводы, являющиеся характерными для испытываемых тепловых сетей и имеющих подключение к единому теплоснабжающему источнику. Тепловые сети считаются характерными при схожих условиях и сроках эксплуатации. Для формирования групп подобия принято определение – материальная характеристика,  $T_{уч}^n$ , данная характеристика классифицирует тепловые сети по пятилетним периодам эксплуатации.

Определение доли участков тепловых сетей, по принятым пятилетним периодам эксплуатации, от всех сетей [2], подключенных к установленному источнику теплоснабжения, определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{\sum M_{уч}^n \cdot T_{уч}^n \cdot 100}{M_{т.с} \cdot T_{т.с}^{ср}}, \quad (1)$$

где  $\sum M_{уч}^n$  – сумма материальных характеристик участков тепловых сетей по каждому пятилетнему периоду их эксплуатации (до 5 лет, св. 10 до 15 лет, св. 15 до 20 лет и св. 20 лет),  $m^2$ ;  $M_{т.с}$  – суммарная материальная характеристика всех участков тепловой сети на балансе энергопредприятия,  $m^2$ ;  $T_{т.с}^{ср}$  – средний срок эксплуатации трубопроводов данной тепловой сети,

год.

Материальная характеристика участка сети определяется по формуле, м<sup>2</sup>:

$$M_{\text{уч}}^n = D_{\text{у}}^{\text{п}} \cdot L^{\text{п}} + D_{\text{у}}^{\text{о}} \cdot L^{\text{о}}, \quad (2)$$

где  $D_{\text{у}}^{\text{п}}$   $D_{\text{у}}^{\text{о}}$  – условный диаметр соответственно подающего и обратного трубопроводов на участке, м;  $L^{\text{п}}$ ,  $L^{\text{о}}$  – длина соответственно подающего и обратного трубопроводов на участке, м.

Средний срок эксплуатации трубопроводов тепловых сетей (год) определяется по формуле

$$T_{\text{т.с}}^{\text{ср}} = \frac{\sum (M_{\text{уч}}^n \cdot T_{\text{уч}}^n)}{M_{\text{т.с}}}. \quad (3)$$

Характерными для данной тепловой сети являются участки, доли которых  $\phi$ , определенные по (1), составляют не менее 20 % [3, 4].

На основании проведенных расчетов в циркуляционное кольцо должны включаться характерные участки тепловой сети.

В ходе дальнейших мероприятий, связанных с расчетами и непосредственным проведением испытаний на тепловых сетях, результаты, характеризующие технические характеристики испытываемых участков могут характеризовать типовые участки, не участвовавшие в испытаниях, но соответствующие по техническим и эксплуатационным показателям.

Стоит учесть, что доля материальной характеристики, определенная в виде 20 % – не является обоснованной.

Согласно принятых методик проведения испытаний и утвержденного порядка расчета, были проведены испытания на тепловых сетях котельной № 9 в г. Ялуторовске Тюменской области, результаты определения доли участков приведены в табл. 1.

Таблица 1

Доля участков тепловой сети по пятилетнему плану $\phi$ , %										
Год ввода	Дн, м									Срок эксплуатации, лет
	В ведении предприятия						Участвующие в испытаниях			
	0,259	0,207	0,15	0,1	0,082	0,069	0,259	0,207	0,15	
до 5	0	0	3,48	0	0	0	0	0	0	5
до 10	0	8,492	0,9	8,58	0,81	0,95	0	0	0	10
до 15	18,72	12,03	25,69	1,04	1,47	1,74	0,57	2,65	3,27	15
до 20	0	3,655	0	9,06	3,3	0	0	3,65	0	20

Квартальная котельная № 9 с подключенной мощностью 3,6 Гкал/ч имеет подключенные тепловые сети различной протяженности и диаметров от  $D_{\text{у}}50$ , до  $D_{\text{у}}250$ .

Результат проведенных вычислений долей участков тепловой сети, с разбивкой по пятилетним периодам эксплуатации, дает возможность понять, что составление циркуляционного кольца из типовых участков тепловой сети не представляется возможным.

### **Выводы**

Приведенные данные относятся к сетям квартальной котельной. Принимая во внимание возможность проведения испытаний по данной, утвержденной методике, возникает необходимость пересмотра требований к выделению циркуляционного кольца, т.к. в теплосетевых хозяйствах крупных городов диапазон используемых трубопроводов может достигать от Ду50мм до Ду1000мм и более.

На основании приведенных данных, необходимо изменить процедуру определения циркуляционного кольца, либо внести корректировки в процесс выделения характерных участков тепловых сетей.

На основании проводимых исследований в области актуализации испытаний тепловых сетей на тепловые потери и гидравлические сопротивления планируется сбор фактических данных и выделение обоснованного процентного соответствия характерных тепловых сетей от общего объема сетей, имеющих подключение к испытываемому источнику тепловой энергии.

### **Библиографический список**

1. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок: утв. приказом М-ва энергетики N115 Рос. Федерации 24.03.03: ввод в действие с 01.10.03. – Москва: 2003. С. 75.
2. Методические указания по испытанию водяных тепловых сетей на гидравлические потери: РД 34.20.519-97: утв. Департаментом науки и техники РАО «ЕЭС России» 24.04.97: ввод в действие с 01.01.98. – Москва: 1989. – С. 14-19.
3. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных тепловых сетях: РД 34.09.255-97: утв. Департаментом науки и техники РАО «ЕЭС России» 24.04.97: ввод в действие с 01.01.98. – Москва: 1989. С.18.
4. Наладка и эксплуатации водяных тепловых сетей: справочник / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хин и [др.]. – Москва: Стройиздат, 1988. С. 122.

## МЕРОПРИЯТИЕ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭНЕРГОЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМЫ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ ГОРОДСКОГО РАЙОНА

*Петросян А.Л., к.т.н., доц., Национальный университет архитектуры и строительства Армении (каф. ТГВ)*

Во многих странах, в частности и в Армении, система централизованного газоснабжения подключена к одному источнику, имеют ту проблему, что, в зависимости от экономических и политических проблем поставщика газа, а также от мировых цен на топлива может подскочить (в некоторых случаях понизится). Кроме этого, для обеспечения непрерывности газоснабжения, возникает необходимость хранения газа, в основном, в подземных газохранилищах. В основном это производится централизованным путем, истратив солидные энергетические потери. Подобный процесс происходит и в Армении - на Абовянском хранилище. При помощи газовых трехступенчатых поршневых компрессоров, используя энергию газовых двигателей внутреннего сгорания, давление газа в конце сжатия доходит до 12,5 МПа и закачивается в подземные хранилища.

Однако, несмотря на многолетние, успешно проведенные сроки эксплуатации, особенно в годы блокады республики, исследование выявили ряд серьезных недостатков данного метода: применение старых, несовершенных, имеющих низкие тепловые КПД газовых двигателей внутреннего сгорания (ГДВС) в качестве приводов трехступенчатых компрессоров, необоснованно высокое давление в скважинах [1, 2, 3].

С другой стороны, поскольку газ транспортируется при давлениях 1,2 МПа и выше, то оно имеет высокую энергию сжатия, которое следует использовать с применением детандеров. Подобные вопросы использования части энергии сжатия с использованием газа перед потреблением применением процесса расширения в детандере вместо дросселирования, изучены в [4, 5, 6, 7]. Процесс расширения газа в детандере дает возможность возврата части энергии сжатия (с учетом необратимых потерь в процессе), что сводит к мысли о продолжении подобных исследований в конкретных условиях. В частности, в рамках экспериментального проектирования, результаты которой приведены в данной статье, рассматривается возможность газоснабжения одной из городских районов г. Еревана. В настоящее время газ, перед подачей в городские районы, дросселируется в Ереванском газораспределительной станции от давления 1,0...1,5 до 0,23...0,28 МПа, а затем, по распределительным газопроводам, подается в газораспределительные пункты (ГРП) районов для дросселирования до давления 0,003... 0,005 МПа и подачи к потребителям.

В рассматриваемом варианте принимается, что газ, с дневным расходом данного района и давлением 0,6 МПа, поступает в ГРП данного райо-

на. В них будут установлены установки детандеры - генераторы (УДГ) для расширения газа до давления 0,01 МПа и подачи в внутриквартальные газопроводы [8] а затем и к зданиям [9]. Перед потреблением, газ, путем дросселирования в редукторах низкого давления (РНД) приобретает окончательное давление. В процессе расширения в (УДГ) получается электроэнергия, которая, при согласии электросети, передается в энергосистему. При этом, в УДГ, степень расширения газа составит до 60, то есть многоступенчатое расширение в УДГ. Однако, при низких перепадах давления и малых объемных расходах газа в поршневых детандерах можно обойтись и двухступенчатым расширением. Хотя среднее давление составит 0,31 МПа, однако можно применить метод неравномерного расширения, как показано на диаграмме  $p-i$ , приведенной на рисунке 1.

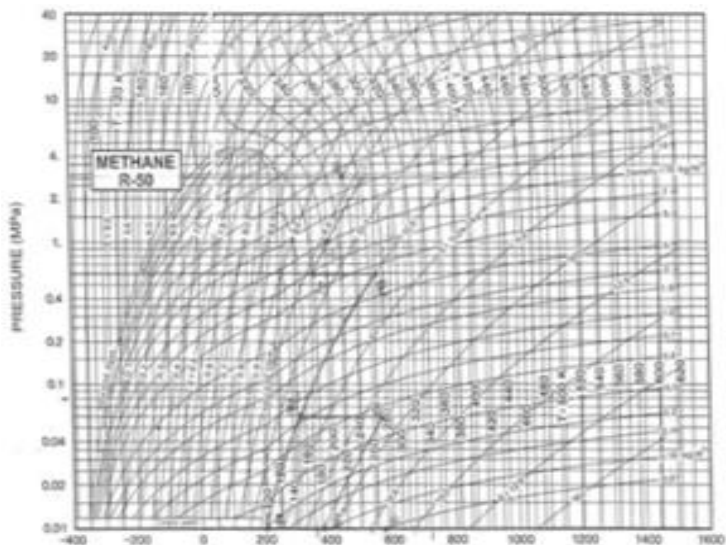


Рис. 1. Изображение процессов расширения газа в детандере

Как следует из него, газ изначально расширится до среднего давления и середины кривой  $E-F$  (точка  $F'$ ) от давления 0,6 до 0,06 МПа, имея в конце процесса параметры  $T_{F'} = 150$  °К,  $p_{F'} = 0,06$  МПа,  $i_{F'} = 300$  кДж/кг.

Полученная работа, в процессе расширения, составит:

$$\sum N_{\text{дет.сут}}^{\text{ср.рай.день}} = V_{\text{ср.рай}}^{\text{день}} \left[ \rho_{\text{газ.срл}}^{\text{дв.ступ}} (i_E - i_{F'}) \right], \quad (1)$$

Затем газ, перед подачей во вторую степень детандера, следует нагрет за счет теплоты наружного воздуха в аппаратах “воздух – газ” до среднесезонных зимних температур наружного воздуха в регионе –  $T_{\text{ср.сез.зим}}^{\text{перв.ст.расш}} = 263$  °К. На выходе из аппарата получим точку  $G$  с параметрами:

$T_G = 263$  °К,  $p_G = 0,06$  МПа,  $i_G = 558$  кДж/кг (см. диаграмму на рис.1).

Требуемая теплота составит:

$$Q_{\text{газ}}^{\text{тепл.нагр}} = V_{\text{ср.рай}}^{\text{день}} \cdot \rho_{\text{газ.ср.лст}}^{\text{дв.ступ}} (i_G - i_{G'}), \quad (2)$$

Конечное давление после детандера может быть разным и зависит от типа и конструкции самого детандера, конечного давления потребителя, типа газорегуляторов, установленных перед потребителями, протяженности газопроводов низкого давления и т.д.

Изначально приняты давления от 0,01 до 0,05 МПа, поскольку возникла необходимость ведения гидравлического газопроводов для выяснения возможности газа одолеть сопротивления во внутри трубы и на местное сопротивление по пути от районного ГРП до последнего потребителя. Подобные расчеты произведены и сделаны выводы: допустить условие  $p_{\text{кон}}^{\text{газ}} = 0,01 \text{ МПа}$ . В дальнейшем приняты такие давления.

После нагрева следует газ снова подвергнуть расширению во второй ступени УДГ процессом  $G-G'$ . Параметры точки  $G'$  и электрическая мощность, полученная в процессе, составят:  $T_{G'} = 180 \text{ }^\circ\text{К}$ ,  $p_{G'} = 0,01 \text{ МПа}$ ,

$$i_G = 400 \text{ кДж/кг},$$

$$\sum N_{\text{дет.лст}}^{\text{ср.рай. день}} = V_{\text{ср.рай}}^{\text{день}} \left[ \rho_{\text{газ.ср.лст}}^{\text{дв.ступ}} (i_G - i_{G'}) \right], \quad (3)$$

После расширения, газ в состоянии  $G'$ , снова следует нагревать за счет теплоты наружного воздуха в аппаратах «воздух–газ» до среднесезонных зимних температур наружного воздуха –  $T_{\text{ср.сез.зим}}^{\text{перв.ст.расш}} = 263 \text{ }^\circ\text{К}$  (точка  $H$  –  $T_H = 263 \text{ }^\circ\text{К}$ ,  $p_H = 0,01 \text{ МПа}$ ,  $i_H = 540 \text{ кДж/кг}$ ).

Теплота нагрева составит:

$$Q_{\text{газ II}}^{\text{тепл.нагр}} = V_{\text{ср.рай}}^{\text{день}} \cdot \rho_{\text{газ.ср.лст}}^{\text{дв.ступ}} (i_H - i_{G'}), \quad (4)$$

Представленные процессы, теплоты нагрева и электрические мощности определены как адиабатные, но для действительных процессов следует учесть действительные коэффициенты несовершенства процессов в различных ступенях детандера:  $\eta_{\text{дейст}}^{\text{дет}} = 0,55...0,65$ .

Для выявления энерго-экономических показателей проведены соответствующие расчеты для сравниваемых вариантов: регулирование давления процессом дросселированием или расширением, проведены для одного из жилых районов г. Еревана по адресу Аван - 3, кв. Исаакяна.

Генплан района представлен на рисунке 2. Жилые здания с газопроводами получают газ из одной газорегулирующей станции (на схеме не показан).

В жилом квартале здания 9-ти этажные, с 1-ой, 2-мя и 3-мя подъездами. Принято, что в каждом этаже имеется 4 квартиры, в которых проживают 4 жителя. Это означает, что в одном подъезде проживает 144 жителя. Поскольку дома 2/1, 2/2, 2/3 с двумя подъездами, то число жителей соста-



вит 288, а дома 1/2, 3/2, 3/3 - с тремя подъездами, численность жителей составит 432.

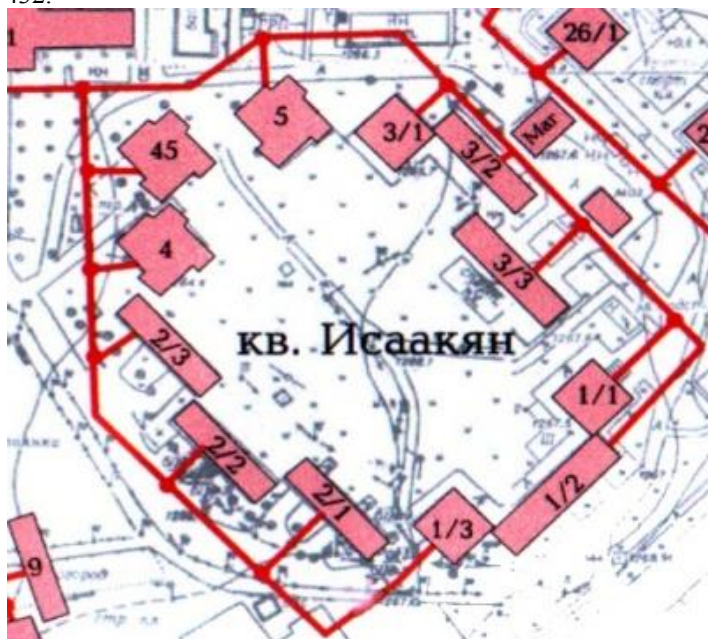


Рис. 2. Генплан района

Другие здания с одним подъездом с числом жителей 144. Жилые здания газопроводами газ получают от одной ГРП (в схеме не показан).

В целом в квартале число зданий 12, численность жителей составляет 2592. При индивидуальных источниках теплоты, для обеспечения нужд отопления и ГВС, а на бытовые нужды здания за зимний сезон, согласно раним расчетам, соответственно составят:

$$v_{\text{расх.газа}}^{\text{1жит.}} = 225,35; 197,49; 15 \dots 25 \text{ м}^3/(\text{1жит.сез.})$$

Из этого следует, что потребность района в газе составит (м<sup>3</sup>/рай. день):

$$\sum V_{\text{расх.газ}}^{\text{кв.зим.сез}} = 2592 \cdot v_{\text{расх.газа}}^{\text{1жит}} = 2592 \cdot (0,0056 + 0,055 + 0,0626) = 319,33$$

Для выявления значения конечного давления газа проведены гидравлические расчеты магистральных газопроводов района с давлением  $p_{\text{кон}}^{\text{газ}} = 0,1 \text{ МПа}$ , температуре и кинематической вязкости газа, согласно [10], составят 273 °С и  $0,144 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Пользуясь выражением  $V_{\text{раб}} = V_o \left( \frac{p_o}{p_{\text{раб}}} \cdot \frac{T_{\text{раб}}}{T_u} \right)$  для отдельных участков газопровода, если известной длины участка, определены величины: объем-

ный расход, диаметр и гидравлические потери участков. Суммируя гидравлические потери для левосторонней магистрали:  $\sum \Delta p_{\text{пот, давл}}^{\text{лев}} = 286,7 \text{ Па}$ . Это означает, что при данном давлении газа потери невелики.

Для улучшения экономических показателей – капитальных затрат на газопровод, увеличена скорость движения газа от 15 до 25 м/с. Потери давления на той же магистрали составили 0,012 бар, а в правостороннем – 0,014 бар. Поскольку потери составляют до 10 % от рабочего, то потери не могут препятствовать движению газа по магистралям района, а принятая скорость приведет к сокращению капитальных затрат на трубы.

Для сравнения рассмотрен второй вариант, когда по газоходам района газ подается под давлением 0,6 МПа без регулирования давления с параметрами:  $T_{\text{газ}}^{0,6 \text{ МПа}} = 273 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\mu_{\text{газ}}^{0,6 \text{ МПа}} = 1322 \text{ мкПа} \cdot \text{с}$ ,  $\rho_{\text{газ}}^{0,6 \text{ МПа}} = 4,2 \text{ кг/м}^3$ , а кинематическая вязкость, согласно [8], составит  $0,314 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . Проведя гидравлический расчет при скорости газа 25 м/сек., получится, что диаметры газопровода намного ниже, однако потери через мерно высоки. Это означает, что необходимо снизить скорость газа до 15 м/сек. Даже при таких скоростях потери велики и составят 1,96 бар, а с учетом потерь в магистральном участке – 2,32 бар. При таких потерях система газоснабжения может работать при корректировке работы ГРУ перед входом в отдельные здания района.

При ведении энерго-экономических расчетов для сравниваемых вариантов определены капитальные и эксплуатационные расходы на систему газоснабжения.

Одним из капитальных расходов это расходы на газопроводы, поскольку, из-за разных рабочих давлений, диаметры получаются разными. Расчеты показывают, что при варианте с расширением, диаметры газопроводов гораздо больше, чем в варианте с дросселированием. Это приведет к повышению капитальных затрат на газопроводы. Поэтому проведены расчеты с ценами для прокладки наружных газопроводов (согласно документам СП «Газпром Армения»).

С учетом срока службы труб (25 лет) и при коэффициенте  $E_{\text{тр}} = 1/25 = 0,04$ , годовые капитальные затраты на газопроводы района составят:  $K_{\text{выс. давл}} = 367,2$ ;  $K_{\text{н. давл}} = 583,7 \text{ \$/год}$ .

Для варианта с дросселированием газа – это капитальные расходы на «детандер – генератор + аппарат «воздух – газ». Эти расходы можно определить по примерным удельным расходам: на детандорно – генераторный агрегат:  $k_{\text{дет. ген}}^{\text{уд}} = 550 \dots 700 \text{ \$/кВт}$ , на теплообменные аппараты порядка  $k_{\text{тооб}}^{\text{уд}} = 120 \dots 150 \text{ \$/кВт}$ . В них включены стоимость монтажа оборудования. Из этого следует, что, пользуясь формулами (1) и (3), (2) и (4), необходимо определить количество выработанной электроэнергии в генераторе, теплота, удаляемая теплообменным аппаратом. Эти величины, при суточном

потреблении газа района –  $\sum V_{\text{расх.газ}}^{\text{кв.зим.сез}} = 319,33 \text{ м}^3/(\text{кварт. в день})$  (зимн. сез.), составят:

$$\begin{aligned} \sum N_{\text{дет.ст}}^{\text{ср.рай день}} &= V_{\text{ср.рай}}^{\text{день}} \cdot [\rho_{\text{газ.срл}}^{\text{дв.ступ}} (i_E - i_{F'})] = & ; \\ &= 319,33 / 3600 \cdot 0,744 \cdot (555 - 300) = 16,8 \text{ кВт} \\ \sum N_{\text{дет.ст}}^{\text{ср.рай день}} &= V_{\text{ср.рай}}^{\text{день}} \cdot [\rho_{\text{газ.срлст}}^{\text{дв.ступ}} (i_G - i_{G'})] = & ; \\ &= 319,33 / 3600 \cdot 5,21 \cdot (555 - 400) = 117,8 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\sum N_{\text{эл.ген}}^{\text{рай}} = 16 + 117,8 = 134,6; \quad \sum N_{\text{эл.ген}}^{\text{рай.пол}} = \sum N_{\text{эл.ген}}^{\text{рай}} \chi_{\text{пол}} = 134,6 \cdot 0,68 = 91,5 \text{ кВт};$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{газ}}^{\text{тепл.нагр}} &= V_{\text{ср.рай}}^{\text{день}} \cdot \rho_{\text{газ.срлст}}^{\text{дв.ступ}} (i_G - i_{F'}) = & ; \\ &= 319,33 / 3600 \cdot 1,667 \cdot (558 - 350) = 30,766 \text{ кВт} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{газ II}}^{\text{тепл.нагр}} &= V_{\text{ср.рай}}^{\text{день}} \cdot \rho_{\text{газ.ср.ст}}^{\text{дв.ступ}} (i_H - i_{G'}) = (319,33 / 3600) \cdot 11,31 \cdot (540 - 400) = \\ &= 140,45 \text{ кВт} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{газ}}^{\text{тепл.нагр}} = 140,45 + 30,76 = 171,21 / 0,68 = 251,8 \text{ кВт}$$

Согласно полученным результатам можно определить капвложения на указанные оборудования:

$$\sum K_{\text{дет.ген}}^{\text{рай}} = k_{\text{дет.ген}}^{\text{ул}} \sum N_{\text{эл.ген}}^{\text{рай}} = 91,5 k_{\text{дет.ген}}^{\text{ул}}, \text{ \$/кварт.}$$

$$\sum K_{\text{тооб}}^{\text{рай}} = k_{\text{тооб}}^{\text{ул}} \cdot Q_{\text{газ}}^{\text{тепл.нагр}} = 120 \cdot 251,8 = 30216 \text{ \$/кварт.}$$

Следует определить также поверхности теплообмена. Для этого необходимы среднелогарифмические разности температур в двух ступенях нагрева, также поверхности теплообменников:

$$F_{\text{тепл}}^{\text{перв.ст}} = \frac{Q_{\text{газ}}^{\text{тепл.нагр}}}{k_{\text{тепл}} \Delta t \Delta t_{\text{ср.лог}}^{\text{перв.ст}}} = \frac{30,76}{0,03 \cdot 29,17} = 35,15 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{тепл}}^{\text{вт.ст}} = \frac{Q_{\text{газ}}^{\text{тепл.нагр}}}{k_{\text{тепл}} \Delta t \Delta t_{\text{ср.лог}}^{\text{перв.ст}}} = \frac{140,45}{0,03 \cdot 23,47} = 200,1 \text{ м}^2.$$

Выработки суммарной электроэнергии за год, с учетом времени на обслуживания оборудования и расходов на собственные нужды до 4 % от выработанной электроэнергии, можем определить полезную часть, а также полезно сэкономящую топливо.

$$\sum_{\text{год}} N_{\text{эл.ген}}^{\text{рай}} = \sum N_{\text{эл.ген}}^{\text{рай}} Z_{\text{год}}^{\text{рай}} = 0,96 \cdot 91,5 \cdot 8200 = 72028,8 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/(\text{год.рай})$$

Согласно данным, на выработку на 1 кВт·ч электроэнергии, в энергосистеме Армении, расход топлива составляет примерно 0,3 м<sup>3</sup>. Годовая экономия топлива за год в районе составит:

$$\sum_{\text{год}} B_{\text{топ}}^{\text{рай}} = b_{\text{ул.топ}}^{\text{1кВт.ч}} \cdot \sum_{\text{год}} N_{\text{эл.ген}}^{\text{рай}} = 0,3 \cdot 72028,8 = 21608,6 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{рай}).$$

Поскольку для промпотребителей стоимость природного газа составляет 242 \$/(1000 м<sup>3</sup>), то годовая экономия составит:

$$\sum_{\text{год}} C_{\text{топ}}^{\text{рай}} = \sum_{\text{год}} B_{\text{топ}}^{\text{рай}} \cdot 242 = 5229,3 \text{ \$/(\text{год} \cdot \text{рай})}.$$

Капитальные затраты на ГРУ, с учетом разницы стоимости для высокого и низкого давления:

$$\begin{aligned} \sum \Delta K_{\text{рег.устр}}^{\text{рай}} &= K_{\text{рег.устр}}^{\text{выс.давл}} - K_{\text{рег.устр}}^{\text{низк.давл}} = N_{\text{зд}}^{\text{рай}} (K_{\text{рег}}^{\text{выс.давл}} - K_{\text{рег}}^{\text{низк.давл}}) = \\ &= 12 \cdot (15500 - 9300) / 78 = 954 \text{ \$/рай}. \end{aligned}$$

Сравнение различных вариантов можно производить по приведенным затратам, \$/рай.

В расчетах приняты следующие сроки службы оборудования: детандер – генератор, ГРУ – 20 лет, теплообменные аппараты, трубы – 25 лет.

$$\begin{aligned} \Delta Z_{\text{газ}}^{\text{рай}} &= Z_{\text{др.газа}}^{\text{рай}} - Z_{\text{расш.газа}}^{\text{рай}} = \{ [91,5 k_{\text{дет.ген}}^{\text{уд}} / 20 + 30216 / 25 + 583,7 - 5229,3] - \\ &- (954 / 25 + 367,2) \} = [4,575 k_{\text{дет.ген}}^{\text{уд}} - 3437 - 430,8] = 4,575 k_{\text{дет.ген}}^{\text{уд}} - 3867,8 \end{aligned} \quad (6)$$

$k_{\text{дет.ген}}^{\text{уд}}$ , как искомую величину, можно определить из условия равенства приведенных затрат на сравниваемые варианты из (6):

$$k_{\text{дет.ген}}^{\text{уд}} = 3867,8 / 4,575 = 845,4 \text{ \$/кВт}.$$

Данная удельная стоимость на “детандер – генератор” является предельным и при низких значениях удельной стоимости предложенный вариант себе может оправдать.

#### Библиографический список

1. Petrosyan A.L., Grigoryan A.KH. The ways to improve the energy efficiency of natural gas storage. NUACA, Proceedings. 2015, N4 (4/48), p. 50...59, (Armenian)
2. Petrosyan A.L. Energy efficiency of natural gas storage under low pressure conditions. NUACA Proceedings I (58) / 2018, p. 30 – 39 (Armenian)
3. Petrosyan A.L. Ways to reduce the cost of natural gas storage. NUACA, Sci. work, Proceedings Union of Builders of Armenia, III (70), 2018, pp. 75 - 86
4. Klimenko V.S. Agababov a, P.N. Borisova S.N. Petin and A.V. Koryagin. Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia, Thermophysics and Aeromechanics, 2018 year, number 4, P. 613–622.
5. Petrosyan A.L., Manukyan A. H. Application of gas-expansion machine as a means of increasing energy efficiency in gas supply systems. NUACA, Bulletin, 2017, N4 (4/48), p. 50... 59.
- 6 Zemenkova M. Yu. Methods of reducing technological and environmental risks in the transport and storage of hydrocarbons: monograph.-Tyumen:, 2018. 397 с.
7. Radchenko, O. S. Cleaning of oil and gas pipelines as one of the methods for increasing energy efficiency / O.S. Radchenko, S. Yu. Podorozhnikov, E.V.

Ogudova // Oil and gas terminal No. 13: Sat. Art. Int. scientific and technical conf. - Tyumen: Vector Buk, 2017. – P. 187-190

8. Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомашинны радиального типа. Москва: Машиностроение, 1984. 376 с.

9. Репин А.Л., Репин Л.А. Возможности использования энергии давления природного газа на малых газораспределительных станциях. Москва: Энергосбережение. 2003. №6. С. 21-24.

10. Глумо Д.Н. Стрекалов А.В. Способ расчета динамической вязкости газов в широком диапазоне давлений. Тюмень: Тюменский государственный нефтегазовый университет. 2019.

## **ПОТЕНЦИАЛ ПРОИЗВОДСТВА И ПРИМЕНЕНИЯ БИОГАЗА В ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ УЛЬЯНОВСКОЙ ОБЛАСТИ**

*Орлов М.Е., к.т.н., доцент ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

*Ожогин С.Д., магистрант ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

*Яшков В.В., магистрант ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

Биогаз – искусственный газ, получаемый путем водородного или метанового брожения биомассы. Метановое разложение биомассы происходит под воздействием трёх видов бактерий. В цепочке питания последующие бактерии питаются продуктами жизнедеятельности предыдущих. Первый вид – бактерии гидролизные, второй – кислотообразующие, третий – метанообразующие. В производстве биогаза участвуют не только бактерии класса метаногенов, а все три вида. Одной из разновидностей биогаза является биоводород, где конечным продуктом жизнедеятельности бактерий является не метан, а водород.

При производстве биогаза возможно использовать органические отходы: навоз, птичий помет, отходы сельского хозяйства. Потенциал производства биогаза зависит от типа используемого сырья и от содержания сухого остатка.

Выработка биогаза позволяет сократить выбросы метана в атмосферу, снизить скорость образования парникового эффекта.

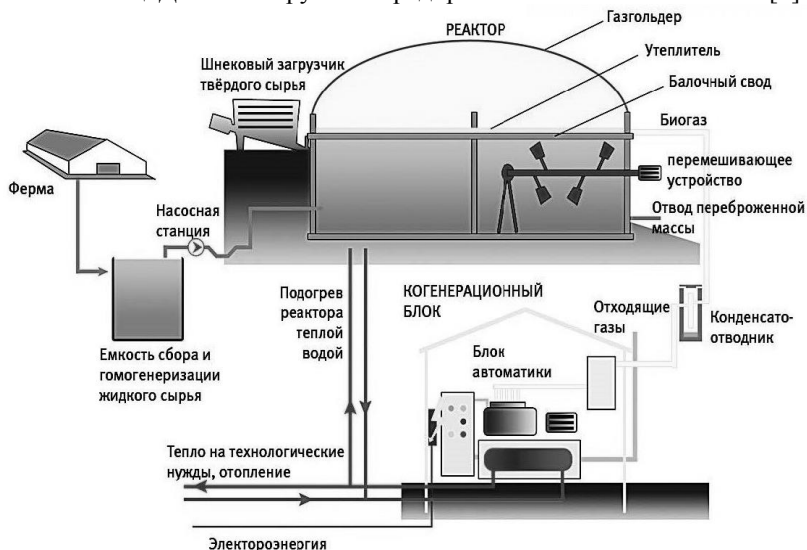
Производство биогаза осуществляется с помощью биогазовой установки (рис. 1), которая состоит из емкости, загрузчика твердого и жидкого сырья, реактора, мешалки, газгольдера, системы смешивания воды и отопления, газовой системы, насосной станции, сепаратора, приборов контроля, системы автоматики и безопасности.

Биогазовая установка работает следующим образом. Отходы подаются с помощью насосной станции или загрузчика в реактор. Реактор имеет вид подогреваемого и утепленного резервуара, оборудованного миксерами. Стройматериалом для промышленного резервуара чаще всего служит железобетон или сталь с покрытием. В реакторе живут полезные бактерии, питающиеся биомассой. Продуктом жизнедеятельности бактерий является

биогаз. Для поддержания жизни бактерий требуется подача корма, подогреваемого до 35–38 °С, с периодическим перемешиванием. Образующийся биогаз скапливается в хранилище (газгольдере), затем проходит систему очистки и подается к потребителям (котел или электрогенератор). Реактор работает без доступа воздуха, герметичен и неопасен.

По статистическим данным в Ульяновской области находится достаточно большое количество животноводческих предприятий, в связи с чем можно сделать вывод, что получение биогаза из биомасс животных возможно.

Суммарно все хозяйства Ульяновской области насчитывают 48083 голов крупного рогатого скота, 16984 голов свиней, 800000 голов птиц (кур), 12024 голов овец. Данные о крупных предприятиях изложены в табл. 1 [3].



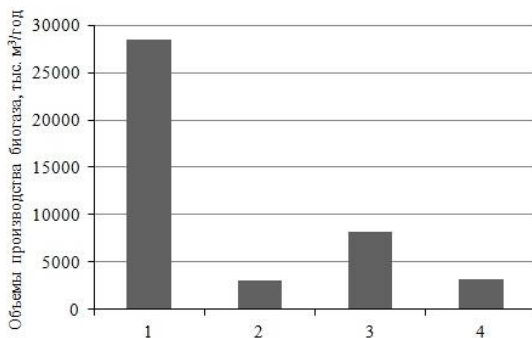
**Рис. 1.** Принципиальная схема биогазовой установки

Рассчитать объем вырабатываемого биогаза из животной биомассы можно по формуле:

$$V = 365 N \mu k m, \quad (1)$$

где  $V$  – годовой объем биогаза, м<sup>3</sup>;  $N$  – количество голов животных, шт.;  $\mu$  – теоретический выход биогаза, м<sup>3</sup>/(кг·сут.);  $m$  – масса биомассы, кг;  $k$  – процентное соотношение сухого остатка от общей массы.

Результаты расчетов по формуле (1) отражены на рис. 2.



**Рис. 2.** Объемы производства биогаза для различных животноводческих ферм, тыс. м<sup>3</sup>/год: 1 – крупного рогатого скота; 2 – птицы; 3 – свиней; 4 - овец

*Таблица 1*

**Сводные данные о животноводческих предприятиях Ульяновской области**

Наименование	Здание (наименование, количество)	Вместимость (гол.)
ООО Мегаферма КРС «Октябрьская» Чердаклинского района	Коровник – 3 шт. (на 5400 голов) Телятник – 1 шт. (на 250 голов)	5650
ООО «Ульяновская птицефабрика» Чердаклинский район	Птичник – 32 шт.	600000
ООО КФК «Возрождение» Чердаклинского района (КРС)	Коровник – 5 шт. (на 1320 голов) Телятник – 4 шт. (на 800 голов)	2120
СПК «Алга» Чердаклинского района (КРС)	Коровник – 1 шт. (на 225 голов) Телятник – 2 шт. (на 200 голов)	425
ООО «Золотой теленок» Чердаклинского района (КРС)	Коровник – 5 шт. (на 934 голов) Телятник – 4 шт. (на 630 голов)	1564
КФХ «Макаров А.В.» Чердаклинского района (КРС)	Коровник – 1 шт. (на 50 голов) Телятник – 1 шт. (на 100 голов)	150
ООО "Птицефабрика Тагайская" Майнского района	Птичник – 15 шт.	192000
Свинокомплекс "Волжский" Чердаклинского района	Свинарник – 16 шт.	14000
СПК "Родина" Вешкаймского района	Коровник – 5 шт. Телятник – 4 шт.	1320
ООО "Елховская птицефабрика" Барышского района	Птичник – 15 шт.	144200
ООО "Чеботаевка" Сурского района	Коровник – 2 шт. Телятник – 3 шт.	1700

Используемые для расчетов по формуле (1) исходные данные, а также полученные сводные результаты по объемам выработки биогаза в Ульяновской области представлены в табл. 2.

Таким образом, на текущий момент суммарный потенциал производства биогаза в Ульяновской области составляет около 43 млн. м<sup>3</sup> ежегодно, при строительстве и вводе в эксплуатацию новых животноводческих предприятий в будущем он будет только расти.

Определим, какому количеству природного газа эквивалентен годовой объем биогаза, по формуле:

$$V_{\text{пр.г}} = V_{\text{сум}} Q_{\text{бг}} / Q_{\text{пр.г}}, \quad (2)$$

где  $V_{\text{пр.г}}$  – годовой объем замещаемого природного газа, м<sup>3</sup>;  $V_{\text{сум}}$  – суммарный годовой объем биогаза, м<sup>3</sup>;  $Q_{\text{бг}}$  – низшая теплота сгорания вырабатываемого биогаза, кДж/м<sup>3</sup>;  $Q_{\text{пр.г}}$  – низшая теплота сгорания замещаемого природного газа, кДж/м<sup>3</sup>.

Таблица 2

**Объемы биогаза от различных животноводческих ферм Ульяновской области**

Источник биомассы	Количество голов, ед.	Теоретический выход газа, м <sup>3</sup> /(кг·сут.)	Масса биомассы, кг	Процент сухого остатка	Объем биогаза, тыс. м <sup>3</sup>
Крупный рогатый скот (КРС)	48083	0,3	27	0,2	28431,5
Свиньи	16984	0,5	6,5	0,15	3022,1
Куры	800000	0,47	0,2	0,3	8234,4
Овцы	12024	0,6	3,5	0,35	3225,7
Суммарный годовой объем биогаза					42913,7

Среднее значение низшей теплоты сгорания биогаза равно 20,6 МДж/м<sup>3</sup>, а у природного газа 32,7 МДж/м<sup>3</sup>, т.е. по теплоте сгорания 1 м<sup>3</sup> биогаза эквивалентен 0,63 м<sup>3</sup> природного газа.

По соотношению теплоты сгорания потенциальная экономия природного газа при замещении его биогазом составляет 27 млн. м<sup>3</sup>, при стоимости 1 тыс. м<sup>3</sup> природного газа 5510 руб. (в 2020 г.) ежегодная экономическая выгода составит 148,8 млн. руб.

Расчеты показывают, что внедрение данной технологии на территории Ульяновской области является перспективным и экономически оправданным решением.

В Ульяновской области имеется значительный потенциал жидких отходов на городских и поселковых очистных сооружениях, из которых также можно производить биогаз. Например, в небольшом р.п. Ишеевка с населением около 11 тыс. жителей, расположенном в 7 км от г. Ульяновск, имеется возможность отказаться от поселковых очистных сооружений и



использовать биогазовую установку. Канализационные сбросы будут прокачиваться с помощью канализационных насосных станций напрямую в биогазовую установку. Объем прокачиваемых сбросов составит 2700 м<sup>3</sup> в сутки и дополнительные объемы, доставляемые с помощью вакуумных машин, составят 200 м<sup>3</sup> сутки. Это позволит получить 985500 м<sup>3</sup> канализационных сбросов год и ориентировочный объем производства биогаза составит 115,4 тыс. м<sup>3</sup>.

Определим, какой объем биогаза необходим для обеспечения топливом всех теплоисточников р.п. Ишеевка. Суммарный расход природного газа в котельных р.п. Ишеевка при температурном графике 95/70 °С составляет 44,85 тыс. м<sup>3</sup> в сутки или 9193,4 тыс. м<sup>3</sup> за отопительный период. При пересчете в биогаз его расход составляет 53,8 тыс. м<sup>3</sup> в сутки или 11032,1 тыс. м<sup>3</sup> за отопительный период.

Исходя из выше приведенных данных следует, что количество получаемого в р.п. Ишеевка биогаза недостаточно для полного обеспечения топливом всех котельных, поэтому биогаз можно использовать либо только на каком-то одном локальном теплоисточнике, либо в качестве резервного топлива нескольких котельных.

### **Выводы**

1. Биогаз является альтернативным топливом, его производство позволяет улучшить экологическую обстановку, а также с максимальной пользой утилизировать отходы животноводческих ферм и жилищно-коммунального хозяйства населенных пунктов.

2. Потенциальный годовой объем производства биогаза в Ульяновской области из отходов животноводческого производства составляет около 43 млн. м<sup>3</sup>, что позволяет получить экономии денежных средств около 148,8 млн. руб. в год при замене природного газа на биогаз.

3. Использование для производства биогаза жидких коммунально-бытовых отходов в населенных пунктах также имеет значительные перспективы, получаемый таким образом биогаз может использоваться в локальных теплоисточниках в качестве основного и резервного топлива.

### **Библиографический список**

1. Баадер В., Доне Е., Бренидерфер Е. Биогаз: теория и практика. – М: Колос, 1982. 148 с.

2. Стребков Д.С., Ковалев А.А. Биогазовые установки для обработки отходов животноводства // Техника и оборудование для села. №11. 2006. С. 28–30.

3. Министерство сельского хозяйства и природных ресурсов Ульяновской области. Действующие фермы и комплексы Ульяновской области. // Сетевой журнал. 2013. [Электронный ресурс]. URL: <https://data.ulgov.ru/7325067064-complexes/data-20131029T115711-structure-20131029T115711> (дата обращения 16.10.2020)

## ПРИМЕНЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПОДОГРЕВА ОБРАТНОЙ СЕТЕВОЙ ВОДЫ В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

*Пазушкина О.В., к.т.н., доцент., ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

*Золин М.В., аспирант, ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

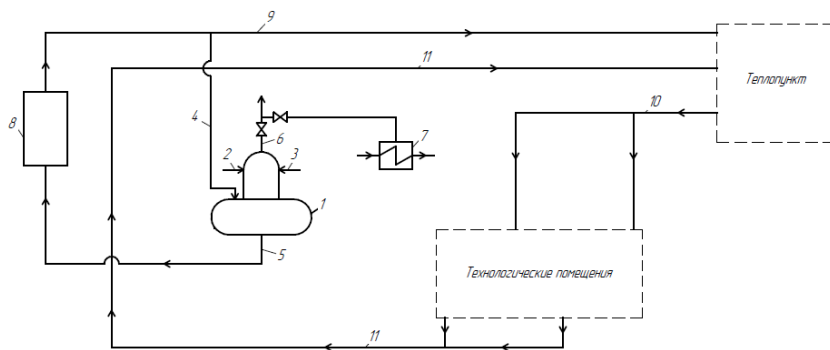
*Морозов Д.С., магистрант ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

Надежная и экономичная эксплуатация оборудования тепловых систем теплоснабжения и котельных установок является важной и сложной задачей. Качественная обработка воды непосредственно влияет на экономичность работы котельных установок.

В работах [1–5] рассмотрены различные методы водоподготовки для теплоэнергетических предприятий.

Целью представленной ниже технологии являлось повышение экономичности и эффективности теплоэнергетических установок за счет дополнительного подогрева обратной сетевой воды. Процесс водоподготовки состоит из нескольких этапов. Заключительным этапом обработки воды является термическая деаэрация – удаление из воды растворенных в ней газов, вызывающих коррозию оборудования.

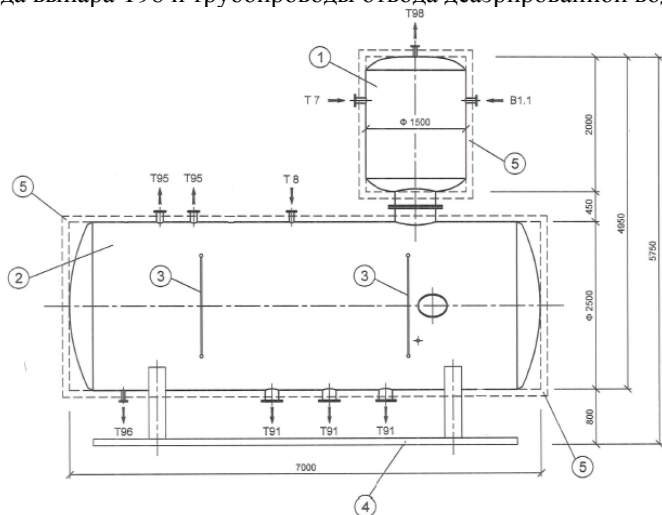
В настоящее время существует значительное количество деаэрационных аппаратов. Соответственно, в зависимости от вида деаэратора процесс деаэрации протекает по-разному, что прямо влияет на качество деаэрированной воды. Рассмотрим котельную пивоваренного завода AB InBev Efes в г. Ульяновск.



**Рис. 1.** Действующая схема включения деаэрационной установки LOOS: 1 – деаэратор атмосферный TDM50; 2 – трубопровод подвода конденсата с производства; 3 – трубопровод подвода химически очищенной воды; 4 – трубопровод подвода греющего агента; 5 – трубопровод отвода деаэрированной воды; 6 – трубопровод отвода пара; 7 – охладитель пара; 8 – котел; 9 – паропровод; 10 – трубопровод подачи сетевой воды; 11 – трубопровод обратной сетевой воды

Рассматривая схему включения деаэратора TDM50 австрийской фирмы LOOS, показанную на рис. 1, необходимо подчеркнуть, что процесс деаэрации в котельной установке на данном предприятии осуществляется по достаточно распространенной схеме, где по трубопроводу отвода выпара часть отводимого из атмосферного деаэратора выпара подается в охладитель выпара, а оставшаяся часть удаляется в атмосферу.

Конструктивная схема деаэрационной установки, показанная на рис. 2, содержит атмосферный деаэратор, к которому подключены: трубопровод подвода химически очищенной воды B1.1, трубопровод подвода конденсата с производства T7, трубопровод подвода греющего агента T8, трубопровод отвода выпара T98 и трубопроводы отвода деаэрированной воды T91.



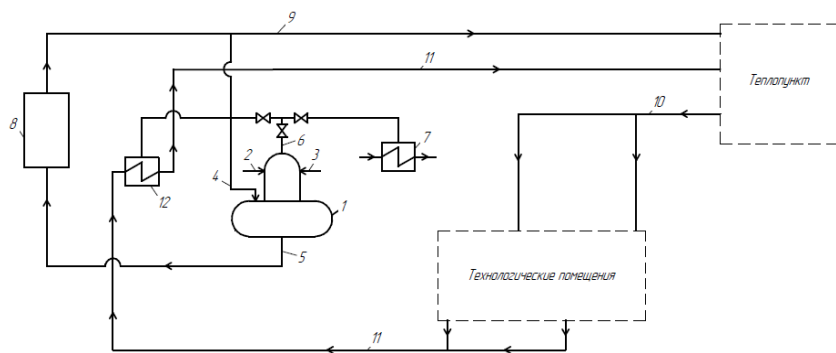
**Рис. 2.** Конструктивная деаэрационной установки LOOS: 1 – деаэратор атмосферный TDM50; 2 – бак-аккумулятор; 3 – водоуказательные стекла; 4 – опорная рама; 5 – тепловая изоляция; B1.1 – трубопровод подвода химически очищенной воды; T7 – трубопровод подвод конденсата с производства; T8 – трубопровод подвода греющего агента (пара); T91 – трубопроводы отвода деаэрированной воды; T95 – предохранительные клапана; T96 – резервный кран (слив); T98 – трубопровод отвода выпара

Конденсат с производства и химически очищенная вода поступают в верхнюю часть деаэратора на распределительную тарелку, с которой отдельными и равномерными струйками распределяется по всему сечению колонки и стекает вниз последовательно через ряд расположенных одна под другой промежуточных тарелок с мелкими отверстиями. Пар для подогрева воды вводится в бак-аккумулятор под водяную завесу, образующуюся при стекании воды с тарелки на тарелку, и, расходясь по всему сечению колонки, поднимается вверх навстречу деаэрируемой воде, нагревая ее до температуры кипения 104–106 °С. При этой температуре коррозионно-

агрессивные газы выделяются из воды и вместе с остатком не сконденсировавшегося пара удаляются через трубопровод отвода выпара непосредственно в атмосферу или в охладитель выпара. Освобожденная от газов и подогретая вода стекает в бак-аккумулятор, откуда направляется по трубопроводу деаэрированной воды в котел. Далее, пар из котла подается в тепловую точку, где происходит подогрев сетевой воды. Сетевая вода, в свою очередь, обеспечивает теплоснабжение всей котельной, циркулируя по подающему и обратному трубопроводам.

Данная схема имеет недостаток, заключающийся в больших потерях теплоты выпара деаэратора, что значительно снижает экономичность и эффективность котельной установки.

Для исключения этого недостатка предложена схема деаэрационной установки, показанная на рис. 3, позволяющая повысить экономичность котельной.



**Рис. 3.** Усовершенствованная схема включения деаэрационной установки:

1 – деаэратор атмосферный; 2 – трубопровод подвода конденсата с производства; 3 – трубопровод подвода химически очищенной воды; 4 – трубопровод подвода греющего агента; 5 – трубопровод отвода деаэрированной воды; 6 – трубопровод отвода выпара; 7 – охладитель выпара; 8 – котел; 9 – паропровод; 10 – трубопровод подачи сетевой воды; 11 – трубопровод обратной сетевой воды; 12 – теплообменник

Особенность заключается в том, что к трубопроводу отвода выпара помимо охладителя выпара подключен теплообменник с присоединенным к нему трубопроводом обратной сетевой воды. Сетевая вода, циркулирующая в системе отопления котельной, из теплового пункта по трубопроводу подачи сетевой воды подается в технологические помещения, а оттуда по трубопроводу обратной сетевой воды поступает в теплообменник. В нем, за счет подачи значительного количества выпара деаэратора, происходит подогрев воды. Далее сетевая вода, предварительно подогретая в теплообменнике, направляется обратно в тепловой пункт.

Необходимо пояснить, что в котельных установках, в которых тепловой пункт оборудован системами автоматики, и регулирование подачи пара на отопление осуществляется автоматически в зависимости от температуры

обратной сетевой воды, будет достигаться значительная экономия пара, подаваемого в теплопункт, за счет увеличения температуры обратной сетевой воды. Особенно это актуально в отопительный период, когда расход пара на теплопункт достаточно большой.

Также, важно отметить, что максимальная эффективность схемы деаэрационной установки, показанной на рис. 3, будет достигаться при минимальном расстоянии между атмосферным деаэратором и теплопунктом, так как в этом случае потери теплоты в трубопроводе обратной сетевой воды будут минимальны. В результате реализуется двухступенчатый подогрев сетевой воды в системе отопления котельной установки, где в качестве основной ступени подогрева выступает сам теплопункт, а в качестве дополнительной ступени – теплообменник, подогревающий обратную сетевую воду с помощью выпара деаэратора. Это позволяет исключить традиционно применяемый в таких схемах сброс выпара деаэратора в атмосферу, сопровождающийся большими потерями теплоты в атмосферном деаэраторе.

Оценивая целесообразность применения предложенной схемы применительно к пивоваренному заводу АВ InBev Efes в г. Ульяновск, где теплопункт оборудован системами автоматики, и регулирование подачи пара на отопление осуществляется автоматически в зависимости от температуры обратной сетевой воды, необходимо учесть следующие сведения, полученные от персонала данного предприятия:

- температура выпара атмосферного деаэратора TDM50 постоянна и составляет 93–94 °С;
- в зимний период 2019 г. (холодная зима в г. Ульяновск) при наиболее экономичном режиме, когда многие ответвления системы отопления и вентиляции отключены, расход пара на атмосферный деаэратор TDM50 составил от 6 до 13 т/сут., а расход пара на теплопункт 2–6 т/сут.;
- в зимний период 2020 г. (теплая зима в г. Ульяновск) также при наиболее экономичном режиме расход пара на атмосферный деаэратор TDM50 составил также 6–13 т/сут., а расход пара на теплопункт значительно снизился и составил 1–2 т/сут.

Следовательно, по предварительным подсчетам, в периоды теплых зим на данном предприятии при минимальных нагрузках котельной установки подогрев обратной сетевой воды с помощью выпара атмосферного деаэратора может выступать и в качестве основной ступени подогрева. Например, если температура обратной сетевой воды данной котельной установки после подогрева в теплообменнике будет достаточно высокой, то за счет системы автоматики подача пара в теплопункт не будет осуществляться, в результате чего теплопункт будет работать в режиме сетевого насоса без подогрева обратной сетевой воды. В случае, если подогрева обратной сетевой воды в теплообменнике будет недостаточно, то теплопункт будет работать в своем нормальном режиме, подогревая сетевую воду.

## **Выводы**

1. Разработана новая технология, позволяющая исключить потери теплоты, удаляемой с выпаром атмосферного деаэрата в атмосферу, повысить экономичность и эффективность котельной установки за счет подогрева обратной сетевой воды.

2. По предварительным подсчетам в периоды теплых зим на Ульяновском пивоваренном заводе АВ InBev Efes при минимальных нагрузках котельной установки подогрев обратной сетевой воды в теплообменнике с помощью выпара атмосферного деаэрата может выступать в качестве основной или дополнительной ступени подогрева.

## **Библиографический список**

1. Лаптев А.Г., Лаптева Е.А., Шагиева Г.К. Эффективность очистки воды от растворенных газов при слабом и сильном взаимодействии фаз в пленочных аппаратах // Теплоэнергетика. 2018. № 4. С. 65–71.

2. Мошкарин, А.В., Виноградов, В.Н., Ледуховский, Г.В. Экспериментальное исследование и моделирование технологических процессов атмосферной струйно-барботажной деаэрации воды / А.В. Мошкарин, В.Н. Виноградов, Г.В. Ледуховский // Теплоэнергетика. - 2010. - № 8. - С. 21–25.

3. Орлов М.Е. Концептуальные основы совершенствования существующих паротурбинных ТЭЦ // Труды академэнерго. 2019. № 3. – С. 71–92.

4. Шарапов В.И., Пазушкина О.В., Кудрявцева Е.В. О возможности повышения энергетической эффективности ТЭЦ путем совершенствования технологий деаэрации подпиточной воды теплосети // Энергосбережение и водоподготовка. 2014. № 4. – С. 3–5.

5. Шарапов В.И., Пазушкина О.В., Золин М.В. Энергоэффективная схема включения вакуумного деаэрата в систему регенерации теплофикационной турбоустановки // С.О.К. 2019 № 6. С. 36–39.

## **МЕТОДЫ ЭКСПЕРТНОГО ОЦЕНИВАНИЯ УПРАВЛЕНЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ**

*Иванова С.С., ст. преп., БПФ ГОУ «ПГУ им. Т.Г. Шевченко»*

*Лохвинская Т.И., к.т.н., доцент, БПФ ГОУ «ПГУ им. Т.Г. Шевченко»*

*Бурунсус В.Р., преп., БПФ ГОУ «ПГУ им. Т.Г. Шевченко»*

Эффективность управления крупномасштабными системами в значительной степени зависит от качества принимаемых решений, особенно в сложных ситуациях на основе оценок и мнений специалистов, т.е. на основе так называемых **экспертных оценок** [1–5]. По своей сути данные оценки являются важным источником информации при решении задач управления.

Экспертные оценки отражают опыт, интуицию и знания специалистов относительно исследуемого объекта, содержат объективную и необходимую информацию.

Под **экспертными оценками** мы будем понимать так называемые методы выявления, формализации и обработки полученной информации, которая содержится во мнениях и суждениях людей, иногда даже проявляется и в поведении специалистов.

Таким образом, задачей экспертного оценивания является получение количественного описание объекта управления путем обработки данных, полученных в результате целевого опроса специалистов.

Непосредственно само проводимое исследование [4] состоит из следующих этапов:

- Постановка цели исследования.
- Выбор экспертов (специалистов исследуемой отрасли, которые будут опрошены).
- Выбор метода опроса.
- Разработка соответствующего опросного листа (анкеты).
- Обработка результатов.

При проведении опроса целесообразно привлекать экспертов, ориентирующихся в максимально большем числе направлений в исследуемой области. Это позволит рассмотреть исследуемый объект с различных точек зрения и ограждает от ошибок при определении выводов. При формировании экспертной группы следует предусмотреть возможность качественного анализа ответов экспертов, согласно их компетенции, учет которой впоследствии может значительно изменить результаты обработки данных опросов.

При выборе метода опроса необходимо учесть непосредственно сам исследуемый процесс, число экспертов, а также время и средства, имеющиеся в наличии у исследуемой группы.

Экспертные методы оценивания могут быть представлены:

- Методом прямого ранжирования.
- Методом парных сравнений.
- Ранговой корреляцией.
- Методом весовых коэффициентов важности.

И непосредственно сама проверка правильности ранжирования.

В своей работе мы хотим рассмотреть один из методов экспертных оценок на примере эффективного управления функционированием газоснабжающих систем приднестровского региона.

Газоснабжающая система является одной из наиболее важных систем по обеспечению нормального функционирования объектов жизнеобеспечения. Не правильное или не качественное функционирование может привести к возникновению необратимых процессов, особенно в части принятия

ошибочных решений в случае отказа в работе системы или масштабных аварийных ситуациях.

Выбранный метод – **метод весовых коэффициентов важности** (далее ВКВ), который обладает меньшей неопределенностью и более удобен для эксперта [4–7].

При реализации метода весовых коэффициентов важности необходимо соблюдение определенных правил:

1. Опрос экспертов (анкетирование) производится письменно.
2. Анкета должна содержать пункты, в которых сформулированы утверждения (это не вопросы), таким образом, чтобы на них каждый эксперт мог ответить однозначно.
3. Отбор экспертов производится исследователем по возможности из разнородных групп.
4. Опрос экспертов должен производиться **индивидуально**.
5. Обработка анкет должна вестись объективными методами.

После составления опросного листа эксперт заполняет экспертную таблицу – матрицу по следующему правилу:

$$a_{ij} \begin{cases} 2, \text{ если по мнению эксперта объект } i \text{ превосходит объект } j, \\ 1, \text{ если объекты качественно равны друг другу или эксперт не знает, что сказать,} \\ 0, \text{ если объект } i \text{ уступает объекту } j. \end{cases} \quad (1)$$

Эксперт заполняет только верхнюю треугольную часть матрицы, на диагонали которой стоят единицы, а нижнюю треугольную часть матрицы заполняет исследователь по следующему правилу:

$$a_{ji} = 2 - a_{ij} \quad (2)$$

При этом с учетом известного правила сложения вероятностей зависимых событий энтропийная мера неопределенности характеризует достоверность выводов при использовании метода ВКВ выше, чем при использовании других методов экспертных оценок.

В конечном виде ранжирование объектов происходит по величине весовых коэффициентов важности  $k$ -го порядка следующим образом:

$$b_i(k) = \frac{p_i(k)}{\sum_{i=1}^n p_i(k)}, \quad (3)$$

где  $p_i(k)$  – **итерированная важность**  $k$ -го порядка для  $i$ -го объекта;  $n$  – число сравниваемых объектов.

Итерированная важность  $p_i(k)$  определяется по следующим зависимостям:

$$p_i(1) = \sum_{j=1}^n a_{ij}; \quad (4)$$



$$p_i(2) = \sum_{f=1}^n \psi_f \cdot p_f(1); \quad f = \overline{1, n}; \quad (5)$$

где

$$\psi_f = \begin{cases} 2, & \text{если } p_f(1) < p_i(1), \\ 1, & \text{если } p_f(1) = p_i(1), \\ 0, & \text{если } p_f(1) > p_i(1). \end{cases}$$

Практика показала, что условие стабильности ранжирования соблюдается уже при  $k = 1$ , и всегда при  $k = 2$ , поэтому считать итерированные важности более высоких порядков нецелесообразно.

Правильность заполнения и вычисления матрицы возможно проверить по формуле:

$$\sum_{i=1}^n p_i(1) = n^2, \quad (6)$$

В отличие от других экспертных методов, метод весовых коэффициентов важности позволяет оценить внутреннюю непротиворечивость ответов экспертов. **Коэффициент внутренней непротиворечивости ответов**  $l$ -го эксперта (коэффициент его компетентности) можно определить по формуле:

$$q_l = \frac{n^3 - \left\{ \sum_{i=1}^n p_i(2) \right\}_l}{\frac{1}{3}(n^3 - n)}, \quad (7)$$

Если величина  $q_l$  меньше некоторого граничного значения, например  $q_{\text{гр}} = 0,5$ , то мнение эксперта не следует учитывать в дальнейших расчетах в силу того, что эксперт сам себе противоречит. В противном случае с мнением эксперта следует считаться. Данные результаты могут свидетельствовать как не о компетентном руководителе при принятии важных решений для функционирования объекта.

Экспертным методом ВКВ выделим наиболее влияющие факторы технологического процесса для обеспечения надежности эксплуатации сооружений, деятельность которых контролирует участок подземных сетей и сооружений (далее УПСиС) филиала ООО «Гираспольтрансгаз- Приднестровье» в городе Бендеры и проверим достоверность информации от экспертов.

Заполним ОПРОСНЫЙ ЛИСТ по данному структурному подразделению. Данные приняты от главного инженера филиала организации.

Сначала были выявлены и установлены основные факторы, влияющие на ход исследования и на безопасное функционирование системы, та-

кие как утечки в арматуре и отказ в работе отключающего оборудования, отказ в работе газорегуляторных пунктов.

Эксперт заполняет верхнюю треугольную часть матрицы, учитывая следующие факторы влияния:

- Ранг  $X_1$  – утечка на вводе в дом;
- Ранг  $X_2$  – утечка на фланце;
- Ранг  $X_3$  – утечка на арматуре;
- Ранг  $X_4$  – сработало ГРП.

Все данные сводим в таблицу 1 опросного листа.

Таблица 1

**Опросный лист**

Факторы влияния объекта $i$	Факторы влияния объекта $j$				Итерированная важность $p_i(1)$	Итерированная важность $p_i(2)$
	Ранг $X_1$	Ранг $X_2$	Ранг $X_3$	Ранг $X_4$		
$X_1$	1	2	2	2	7	25
$X_2$	0	1	1	0	2	4
$X_3$	0	1	1	0	2	4
$X_4$	0	2	2	1	5	13
$\Sigma$	-				16	46

По результатам анализа опросного листа проверим правильность ответов нашего эксперта через **коэффициент внутренней непротиворечивости ответов** (коэффициент его компетентности):

$$q_i = \frac{64 - 46}{\frac{1}{3}(64 - 4)} = 0,9 > 0,5$$

Так как полученный результат ответов эксперта (главного инженера организации) более 0,5 и в целом приближен к единице, можно сделать вывод, что исследование прошло без замечаний и с мнением эксперта следует считаться. Все данные, которые были представлены от сотрудников филиала ООО «Тираспольтрансгаз-Приднестровье» в городе Бендеры по деятельности УПСиС **достоверны**.

Эффективность принятых управленческих решений приближена к 100 % безошибочных действий в части устранения отказов в работе газотранспортной системы.

Данную методику следует использовать при проведении различного рода исследований, анализов и обработки статистических данных, когда исходные данные принимаются на основе информации экспертов или специалистов не заинтересованных в получении определенных выводов.

Полученные результаты могут быть использованы для последующего математического моделирования и оптимизации исследуемого технологического процесса.

### Библиографический список

1. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условиях. – 2-е изд., перераб. и доп. // М.: Наука, 1976.
2. Барабашук В.И., Креденберг Б.И., Мирошниченко В.И. Планирование эксперимента в технике / Под ред. Б.И. Креденберг. // Киев: Техніка, 1984.
3. Бешелев С.Д., Гурвич Ф.Г. Математико-статистические методы экспертных оценок. – 2-е изд., перераб. и доп. // М.: Статистика, 1980. С.262.
4. Долгов Ю.А., Шестакова Т.В. Методы обработки результатов пассивного эксперимента: Учеб.пособие. //Кишинёв: Изд-во КПИ им. С.Лазо, 1989.
5. Иванов А.З., Круг Г.К., Филаретов Г.Ф. Специальные вопросы планирования эксперимента. //М.: МЭИ, 1980. С. 90.
6. Плескунин В.И. Теоретические основы планирования эксперимента в научных и инженерных исследованиях: Учеб. Пособие. /Л.: Изд-во ЛЭТИ, 1974.
7. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / К.; Пер. с нем. /М.: Мир, 1977.

### РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ РАБОТЫ ТЕРМИЧЕСКОГО ДЕАЭРАТОРА КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

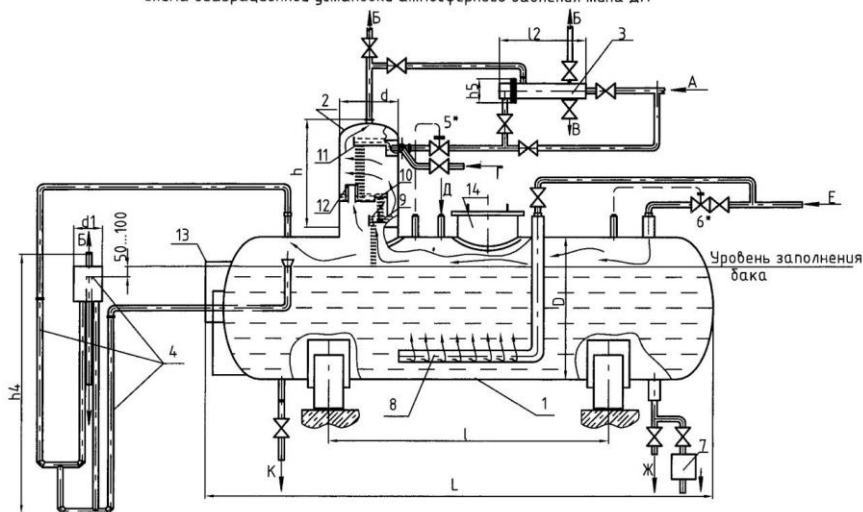
*Пазушкина О.В., к.т.н., доцент ФГБОУ ВО «УлГТУ»*  
*Врясов В.С., магистрант ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

Основным методом противокоррозионной обработки воды является термическая деаэрация. Деаэрация – это процесс удаления из воды растворенных газов путем диффузии. Движущей силой диффузии является разность концентраций растворенных газов, прежде всего  $O_2$ , в воде и окружающем воду водяном паре [1–3].

Эффективность и качество десорбции системы деаэрации характеризуются эффективностью отвода выпара (смеси удаленных из воды неконденсирующихся коррозионно-активных газов и не сконденсировавшейся части десорбирующего агента – пара) из деаэратора. На рис. 1. приведена схема деаэратора атмосферного давления.

Повышение энергетической эффективности термических деаэраторов возможно путем снижения расхода выпара и полной утилизации его теплоты и массы.

Схема деаэрационной установки атмосферного давления типа ДА



**Рис. 1.** Схема деаэрационной установки атмосферного давления типа ДА-25/15:

1 – бак деаэрационный; 2 – колонка деаэрационная; 3 – охладитель выпара;  
 4 – устройство предохранительное; 5 – регулятор уровня; 6 – регулятор давления;  
 7 – холодильник отбора проб; 8 – барботажное устройство; 9 – барботажная тарелка;  
 10 – перепускная тарелка; 11 – верхняя тарелка; 12 – пароперепускное устройство;  
 13 – указатель уровня; 14 – люк-лаз

Для реализации этих возможностей необходимо решение следующих задач:

1. Оценка минимального (теоретически необходимого) удельного расхода выпара термических деаэраторов и сравнение его с фактическими удельными расходами выпара.
2. Разработка технологий, направленных на снижение расхода выпара деаэраторов.
3. Разработка схем отвода и утилизации выпара деаэраторов избыточного давления.
4. Разработка экономичных схем и режимов работы газоотводящих аппаратов вакуумных деаэраторов.

В статье [4] приведено описание комплекса исследований и технологических разработок, позволяющих существенно повысить надежность и экономичность термической деаэрации воды в теплоэнергетических установках за счет определения эффективного количества выпара, снижения количества и утилизации теплоты.

Величину удельного расхода выпара, регламентированную стандартом [5], использовать в качестве ориентира при эксплуатации деаэрационной установки не рекомендуется [4], т.к. приведенное в РТМ [1] понятие удельного расхода выпара рассматривается как отношение общего расхода вы-

пара к производительности деаэратора. В действительности данное определение не соответствует цели повышения экономичности, т.к. при выборочных нагрузках, менее установленных заводом изготовителем, поддержание удельного расхода выпара в соответствии с РТМ приводит к кратному превышению необходимого расхода выпара.

Для успешного решения задачи определения минимального удельного расхода выпара необходим инструментарий для оценки качества деаэрации конкретной установки. Современные программные комплексы позволяют реализовывать описанные в методике [4] алгоритмы вычислений и представлять информацию в наглядном формате.

Предварительный расчет минимального (теоретически необходимого) удельного расхода выпара выполнен в программном комплексе MS Excel (табл.1). Расчет выполняется на основе решения балансовых уравнений процессов массообмена и теплообмена при термической деаэрации при условии, что на выходе из деаэратора достигается равновесие между фазами.

Для расчета принимаются параметры работы атмосферного деаэратора типа ДА-25.

Таблица 1

**Значения минимального удельного объема выпара, полученные в программном комплексе MS Excel**

Наименование	Значение параметра	Наименование	Значение параметра
Температура исходной воды, °С	90	Энтальпия исходной воды	376,9
Температура деаэрированной воды, °С	104	Энтальпия деаэрированной воды	435,9
Температура выпара, °С	101	Энтальпия пара	3014,5
Концентрация O <sub>2</sub> в исходной воде перед деаэратором, мг/кг	13	Энтальпия выпара	2677,9
Концентрация O <sub>2</sub> в деаэрированной воде, мкг/кг	20	Общее давление смеси, МПа	1,2
Коэффициент Генри для системы вода-кислород, Па·10 <sup>-6</sup>	7031,58	Минимальный удельный расход выпара, кг/т	0,17

Далее была проведена оценка минимального удельного расхода выпара для различных концентраций кислорода ( $O_2$ ) в исходной воде и построен график зависимости минимального удельного расхода выпара от температуры исходной воды (рис. 2).

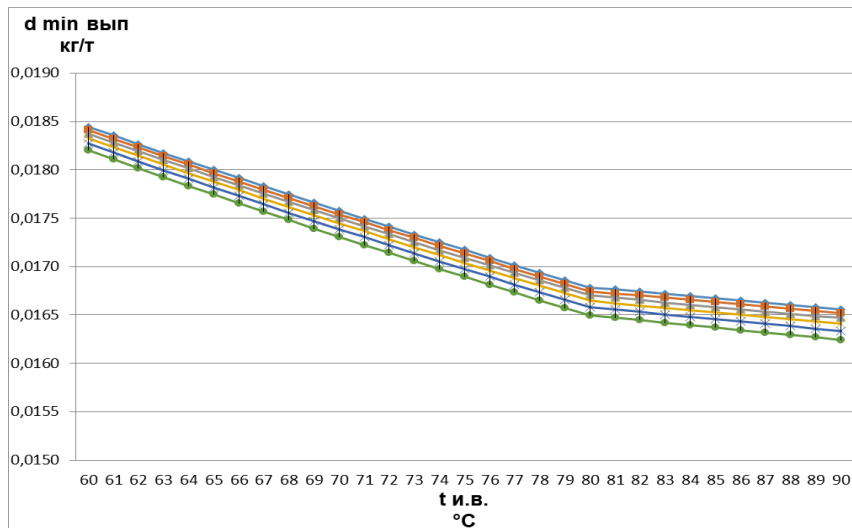


Рис. 2. График зависимости минимального удельного расхода выпара от температуры исходной воды

На языке C# была написана утилита, облегчающая расчеты теоретически необходимого минимального удельного расхода выпара (рис. 3).

Скриншот программы «Расчет минимального удельного расхода выпара». В окне «Сервис» заданы следующие параметры:

- Температура исходной воды (°C): 67
- Температура деаэрированной воды (°C): 104
- Температура выпара (°C): 101
- Концентрация  $O_2$  в И.в. (мг/кг): 13
- Концентрация  $O_2$  в Д.в. (мкг/кг): 30
- Общее давление смеси (МПа): 0,120

Результаты расчета:

- Энтальпия пара: 3014,5
- Энтальпия выпара: 2677,9
- Энтальпия исходной воды: 280,4
- Энтальпия деаэрированной воды: 435,95
- Кэффициент Генри для системы вода-кислород ( $Па \cdot 10^{-6}$ ): 6577,022
- Кэффициент Генри для системы вода-диоксид углерода ( $Па \cdot 10^{-6}$ ):

Минимальный удельный расход выпара, кг/т: 0,01782933558236

Протоковтк: 0,01782933558236

Рис. 3. Окно программы «Расчет минимального удельного расхода выпара»

Авторами на примере атмосферного деаэратора разработана программа определения теоретически необходимого количества выпара термических деаэраторов для прямоточной схемы движения теплоносителей в аппарате. Аналогичный расчет можно выполнить и для прямоточной схемы движения потоков в деаэраторе.

Расчетами установлено, что в деаэраторах с противоточным движением теплоносителей регламентированные стандартом значения удельного расхода выпара существенно выше теоретически необходимых. Знание величины минимально возможного количества выпара необходимо для оценки и поиска путей повышения массообменной и энергетической эффективности термических деаэраторов.

#### Библиографический список

1. РТМ 108.030.21-78 Расчет и проектирование термических деаэраторов.
2. Шарапов В. И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат, 1996.
3. Шарапов В. И., Цюра Д. В. Термические деаэраторы. Ульяновск: УЛГТУ, 2003.
4. Малинина О.В. Технологии транспорта и утилизации выпара термических деаэраторов // Проблемы энергетики. Известия вузов. 2004. №3-4.
5. ГОСТ 16860-88 Деаэраторы термические. Типы, основные параметры, приемка, методы контроля (с Изменением N 1) М.: Стандартиформ, 2007.

### **АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ СТРУЙНЫХ ГАЗОТВОДЯЩИХ УСТРОЙСТВ ВАКУУМНЫХ ДЕАЭРАТОРОВ В КОТЕЛЬНЫХ**

*Пазушкина О.В., к.т.н., доцент ФГОУ ВО УЛГТУ*

*Волкова Е.Ю., магистрант ФГОУ ВО УЛГТУ*

Одним из ключевых процессов при подготовке воды на тепловых электрических станциях является деаэрация – очищение воды от коррозионно-агрессивных газов. Разработка деаэратора позволила значительно оптимизировать процесс многих предприятий, работающих с водой. Деаэрационные установки осуществляют очистку воды, чем производят защиту систем от коррозии [1].

Важнейшими элементами вакуумных деаэрационных установок являются газоотводящие аппараты. Эффективность устройства для отвода выпара оказывает на качество деаэрации столь же большое влияние, как и совершенство конструкции самого деаэратора, поскольку с их отказами связано до 50 % нарушений режимов вакуумной деаэрации воды. В значительной мере неудовлетворительная работа многих вакуумных деаэрационных установок связана с неправильным подбором газоотводящих аппа-

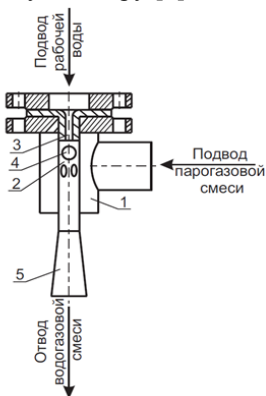
ратов. В вакуумных деаэрационных установках применяются струйные аппараты – водоструйные и пароструйные эжекторы, а также механические вакуумные насосы [2].

Как правило, в вакуумных деаэрационных установках применяются струйные газоотводящие аппараты – эжекторы. В них осуществляется процесс эжекции, заключающийся в передаче кинетической энергии одного потока другому потоку путем непосредственного контакта (смешения). В процессе движения через проточную часть струйного аппарата происходит выравнивание скоростей смешиваемых потоков, а затем обратное преобразование кинетической энергии смешанного потока в потенциальную энергию или теплоту.

Обычно давление смешанного потока на выходе из струйного аппарата выше давления инжектируемого потока перед аппаратом, но ниже давления рабочего потока.

Смешиваемые потоки могут находиться в одной и той же фазе (паровой, газовой) или представляют собой смесь газа (пара). В процессе смешения фазовое состояние смешиваемых потоков может оставаться неизменным или же изменяться (например, пар может превратиться в жидкость). Поток, вступающий в процесс смешения с большей скоростью, называется рабочим, с меньшей скоростью – инжектируемым [4].

Принципиальная схема струйного аппарата показана на рис. 1. Основные элементы аппарата: рабочее сопло, приемная камера, камера смешения, диффузор. Потоки рабочей и инжектируемой сред поступают в камеру смешения, где происходит выравнивание скоростей, сопровождающееся, как правило, повышением давления. Из камеры смешения поток поступает в диффузор, где происходит дальнейший рост давления. Давление смешанного потока на выходе из диффузора выше давления инжектируемого потока, поступающего в приемную камеру [1].



**Рис. 1.** Схема струйного аппарата:

1 – входная камера; 2 – камера смешения; 3 – сопло; 4 – окна; 5 – диффузор



При вертикальном расположении эжектора давление за ним определяется в основном высотой установки над уровнем воды в баке. Уменьшение давления в сливной трубе за эжектором при прочих равных условиях приводит к уменьшению давления на всасывающей стороне эжектора и увеличению его массовой производительности.

Пароструйные эжекторы характеризуются простотой эксплуатации, дешевизной. Недостатки пароструйных эжекторов: значительный расход пара, который отсутствует в водогрейных котельных, медленный пуск, неустойчивая работа при перегрузке. Из-за значительного расхода пара применение пароструйных эжекторов при давлениях, меньших 30–40 мм рт. ст., менее экономично, чем применение водокольцевых насосов. Для экономии пара пароструйные насосы комбинируют с водоструйными.

В установках с пароструйными эжекторами благодаря снижению расхода пара на эжектор появляется возможность использовать высвободившийся пар для дополнительной выработки электроэнергии. Кроме того, снижается потеря конденсата рабочего пара эжектора.

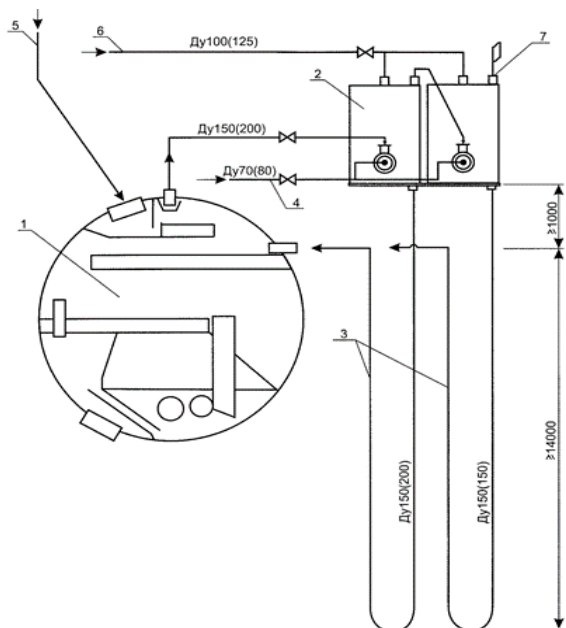
На рис. 2 приведена принципиальная схема включения эжектора с вакуумным деаэратором. В качестве рабочего пара используется пар с избыточным давлением 0,5 МПа, в случае необходимости может быть допущено увеличение давления рабочего пара до 0,694 МПа. Пар подводится ко всем ступеням эжектора без установки на подводящих трубах запорной и регулирующей арматуры. На охлаждение в эжектор может подаваться часть воды, направляемой в деаэратор на обработку. На подводах к охладителям ступеней эжектора запорная и регулирующая арматура не устанавливается [3].

Характеристика водоструйного эжектора существенно отличается от характеристик пароструйного эжектора: во-первых, для водоструйного эжектора давление всасывания зависит от температуры рабочей воды и, во-вторых, водоструйный эжектор работает с практически постоянной, не зависящей от рН, объемной производительностью только при отсасывании сухого воздуха, в то время как объемная производительность пароструйного эжектора остается постоянной только при отсасывания паровоздушной смеси.

Как правило, водоструйные эжекторы включаются в вакуумную деаэрационную установку по замкнутой схеме (рис. 3).

После отсоса и конденсации паровоздушной смеси рабочая вода из эжектора сбрасывается в бак-газоотделитель. Чтобы исключить нагрев рабочей воды, в бак предусматривается постоянная добавка холодной воды, и слив из него части подогретой воды.

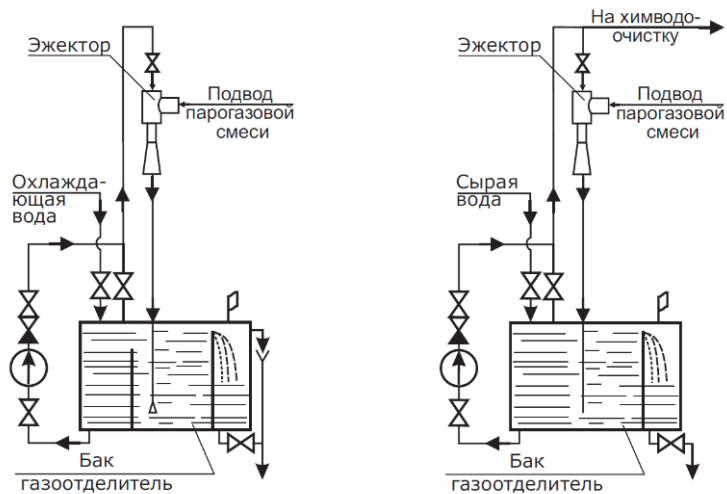
На рис. 4 показан один из вариантов реализации разомкнутой схемы включения водоструйного эжектора [4].



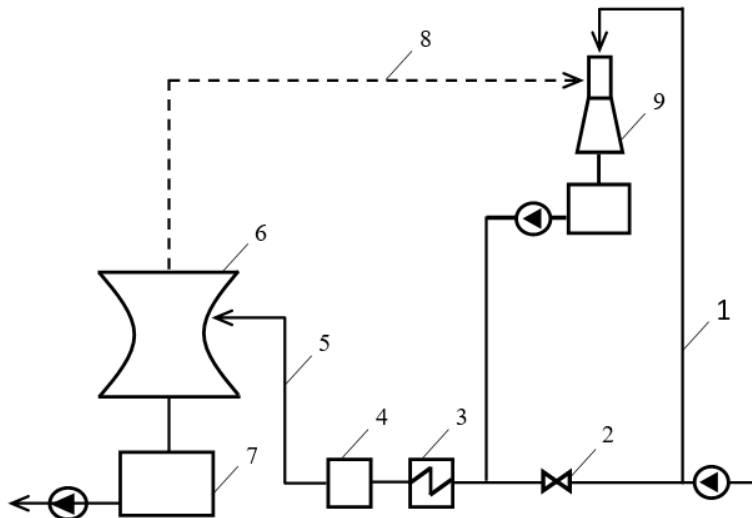
**Рис. 2.** Принципиальная схема включения пароструйного эжектора ЭП-2-240 с вакуумным деаэратором ДВ-400М (ДВ-800М):

- 1 – деаэратор вакуумный; 2 – эжектор пароструйный; 3 – гидрозатвор сливной;  
4 – подвод рабочего пара; 5 – подвод деаэрируемой воды; 6 – подвод охлаждающей воды; 7 – выпар

\* размеры в скобках даны для ДВ-800М



**Рис. 3.** Схема включения водоструйного эжектора (замкнутая, разомкнутая)



**Рис. 4.** Разомкнутая схема включения водоструйного эжектора в установке для подготовки подпиточной воды:

- 1 – трубопровод подвода исходной воды; 2 – регулирующий орган; 3 – подогреватель исходной воды; 4 – химводоочистка; 5 – трубопровод химически очищенной воды; 6 – вакуумный деаэрактор; 7 – бак-аккумулятор; 8 – трубопровод выпара; 9 – водоструйный эжектор; 10 – трубопровод подвода эжектирующей среды

Преимущество разомкнутой схемы заключается в простоте и отсутствии потерь теплоты выпара, отсасываемого эжектором из деаэратора. Недостатком такой схемы является возможность неустойчивой работы эжектора при переменном расходе и давлении исходной воды. Поэтому разомкнутая схема включения водоструйного эжектора рекомендуется к использованию в схемах подпитки тепловой сети, характеризующихся стабильным базовым режимом работы деаэратора и наличием достаточного количества исходной холодной воды постоянной температуры.

При выборе типа газоотводящего аппарата для вакуумного деаэратора необходимо учитывать:

- объект использования и тепловую схему установки;
- размещение деаэратора и использование энергоносителей;
- давление в деаэраторе (температуру деаэрированной воды) и возможный рабочий диапазон его изменения;
- содержание пара в отсасываемой парогазовой смеси;
- технико-экономические требования.

### **Выводы**

1. В качестве основных газоотводящих устройств вакуумных деаэраторов в котельных применяются водоструйные эжекторы и механические вакуумные насосы.

2. Повышение давления инжектируемого потока без непосредственной затраты механической энергии является основным, принципиальным качеством струйных аппаратов. Благодаря этому качеству использование струйных аппаратов во многих отраслях промышленности позволяет получать более простые и надежные технические решения.

3. Простота схем включения струйных аппаратов в различные установки наряду с исключительной простотой их конструкции, а также несложностью их изготовления является их несомненным преимуществом для применения в качестве газоотсасывающих устройств в вакуумных деаэраторах.

#### Библиографический список

1. Бродов Ю.М. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок/ Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, М.А. Ниренштейн; под ред. Ю.М. Бродова. М.: Издательский дом МЭИ, 2008. 480 с.

2. Шарاپов В. И., Малинина О. В. Методика выбора газоотводящих аппаратов вакуумных деаэрационных установок // Промышленная энергетика. 2002. № 9. С. 37–40.

3. Соколов Е. Я., Зингер, Н. М. Струйные аппараты. М.: Энергия. 1970. 288 с.

4. Шарاپов В. И., Малинина О.В. Технологии отвода и утилизации выпара термических деаэраторов // УлГТУ. 2004. 180 с.

## СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛИЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ

*Марченко А.В., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

*Волкова А.Д., магистрант, ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

В настоящее время разработка и реализация энергосберегающих решений в энергоемких производствах является наиболее актуальной задачей. В тепличных комплексах из-за большой площади светопрозрачных поверхностей возникают значительные теплопотери, для компенсации которых необходим определенный расход тепловой и электрической энергии.

Одним из наиболее эффективных способов энергосбережения является использование мини-ТЭС для комбинированного производства электрической и тепловой энергии, а также утилизация углекислого газа, содержащегося в выхлопных газах, в теплицах для подкормки растений.

Совместная выработка электрической и тепловой энергии – когенерация и рекуперация отходящих газов в тепличном хозяйстве на мини-ТЭС позволяет поднять общий КПД станции до 95 % и увеличить урожай на

40 % [1]. Экономическая выгода от использования мини-ТЭС в тепличном хозяйстве состоит из экономии на подключении к электрическим и тепловым сетям, независимости от централизованного электроснабжения, а вследствие этого, и от роста тарифов на электроэнергию, низкой стоимости выработанной электрической энергии, повышении надежности и качества обеспечения энергоресурсами, снижении потерь при передаче энергии за счет возможности максимального приближения когенерационных установок к конечному потребителю, низкого срока окупаемости [2].

Когенерационная установка производит электроэнергию и утилизирует теплоту систем смазки и охлаждения рубашки двигателя. При установке кулера и конденсатора теплота также извлекается из дымовых газов, в результате чего повышается эффективность системы. Для дополнительного повышения энергоэффективности и общего КПД когенерационной установки, помимо утилизации теплоты отработавших газов, охлаждающей жидкости двигателя и системы смазывания, на кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция» УлГТУ авторами предложена установка перед теплообменником-утилизатором теплоты системы охлаждения двигателя теплообменника-утилизатора теплоты с обмоток статора и ротора электрогенератора, осуществляя тем самым предварительный нагрев воды, предназначенной для нужд потребителей (рис. 1).

Любой процесс преобразования энергии из одного вида в другой сопровождается необратимыми потерями энергии, которые в конечном счете обращаются в теплоту и рассеиваются в окружающую среду. В среднем КПД современных генераторов составляет 95–97 %, остальная часть – потери [3].

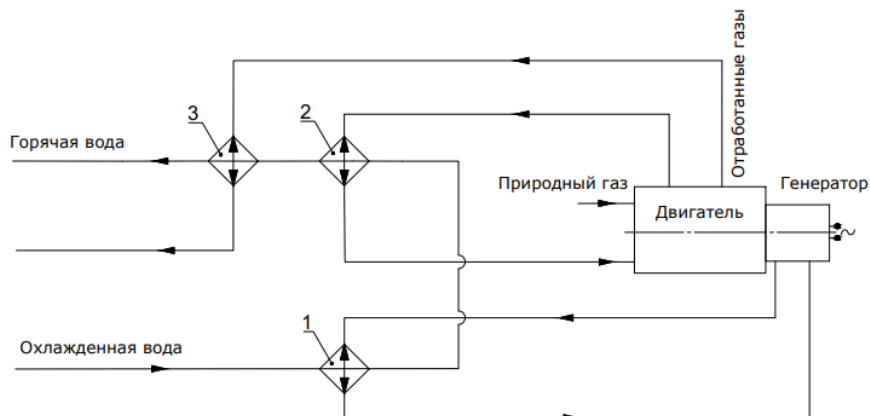
Как известно, основные потери в генераторах приходятся на электрические потери, обусловленные нагревом обмоток статора и механические потери, связанные с трением в подшипниках.

Допустимые температуры нагрева обмоток статора должны находиться в пределах 105 °С, а для ротора 130 °С [4]. Для того чтобы температура нагрева не превышала допустимых значений, все генераторы выполняются с искусственным охлаждением. Теплоту, снятую с обмоток статора и ротора, можно использовать для подогрева исходной охлажденной воды, повышая тем самым энергоэффективность и КПД когенерационной установки. Принципиальная схема предлагаемой установки представлена на рис. 1.

Охлажденная вода поэтапно нагревается за счет утилизации теплоты с обмоток статора и ротора, системы охлаждения двигателя и отработавших газов. Подогретая вода направляется на нужды коммунальных и промышленных потребителей, а также собственные нужды тепличных хозяйств.

В заключении хочется отметить, что собственные энергоцентры тепличных комплексов являются самым эффективным решением для организации автономного энергоснабжения и обеспечивают коэффициент использования топлива системы на уровне 95–97 % за счет одновременного производства электрической и тепловой энергии, а также возможности исполь-

зования вторичных энергетических ресурсов или продуктов сгорания природного газа для питания растений.



**Рис. 1.** Принципиальная схема предложенной когенерационной установки:  
1 – теплообменник-утилизатор теплоты статора и ротора; 2 – теплообменник-утилизатор теплоты системы охлаждения двигателя; 3 – теплообменник-утилизатор теплоты отработавших газов

Применение предложенного авторами способа повышения энергетической эффективности когенерационной установки теплиц позволяет максимально повысить эффективность использования теплоты сгорания топлива, КПД установки и снизить срок ее окупаемости.

#### Библиографический список

1. Гнездова О.Е., Чугункова Е.С. Энергообеспечение тепличных хозяйств с генерацией тепловой и электроэнергии и выработкой CO<sub>2</sub> URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/energoobespechenie-teplichnyh-hozyaystv-s-generatsiy-elektricheskoy-i-teplovoy-energii-i-vyrabotkoy-co2> (Дата обращения: 20.10.2020).
2. Лошкарев И.Ю. Энергосберегающие принципы в тепличных комплексах/И.Ю. Лошкарев И.Ю., В.М. Наход, А.Я. Аберясьев //Актуальные проблемы энергетики АПК: материалы IX международной научно-практической конференции/Под общ.ред. Трушкина В.А. – Саратов: ООО «ЦеСАин», 2018 – С.109-110.
3. Агафонов А.Н., Сайданов В.О., Гудзь В.Н. Комбинированные энергоустановки объектов малой энергетики. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2005. – 262 с.
4. ГОСТ 533-2000 (МЭК 34-3-88) «Машины электрические вращающиеся. Турбогенераторы. Общие технические условия». – М.: Госстандарт России, 2002. – 24 с.

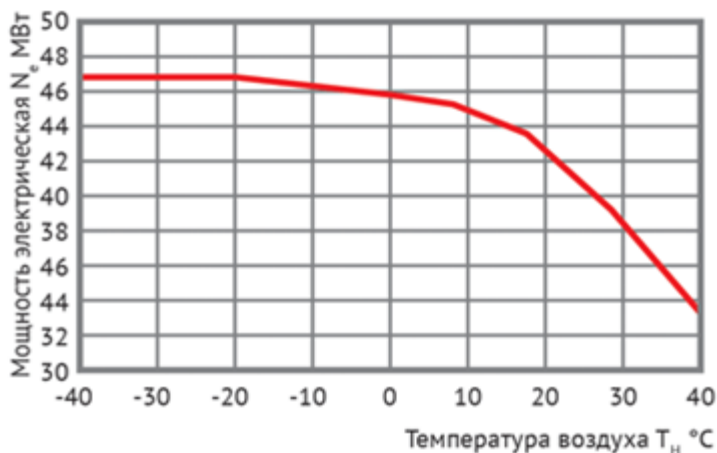
## ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН В СХЕМАХ ГАЗОТУРБИННЫХ И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

*Хусаинова Д.Ф., студ. гр. ТГмд-21, ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

*Хусаинов А.И., студ. гр. ТГмд-11, ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

*Замалеев М.М., к.т.н., доцент, ФГБОУ ВО «УлГТУ»*

При эксплуатации газотурбинных установок (ГТУ) в штатных условиях содержание воздуха в составе газозвушной смеси достигает 98 %. В теплый период года теплофизические свойства воздуха меняются, повышение температуры и снижение плотности воздуха приводит к снижению электрической мощности газотурбинных установок (ГТУ), увеличению удельного расхода топлива. График изменения электрической мощности газовой турбины в зависимости от температуры подводимого воздуха приведен на рис. 1. Так, при снижении температуры подаваемого в ГТУ воздуха с 40 °С до 15 °С повышение электрической мощности ГТУ достигает 30 %.



**Рис. 1.** Зависимость мощности ГТУ от температуры наружного воздуха

Таким образом, организация охлаждения циклового воздуха перед газовой турбиной позволяет снизить негативные факторы, связанные со снижением электрической мощности газотурбинных и парогазовых установок (ПГУ).

На сегодняшний день наибольшее распространение получили три способа снижения температуры циклового воздуха: применение испарительных охладителей, мелкодисперсное распыление воздуха за фильтром и применение холодильных машин. Последний способ позволяет получить максимальную глубину охлаждения, в т.ч. ниже точки росы. Тип холо-

дильных машин должен определяться на основе технико-экономического обоснования.

Применение абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машин для снижения температуры циклового воздуха мощных ГТУ, как правило, является оптимальным решением. Энергетическим ресурсом для их работы служит тепловая энергия (уходящие газы, паровые отборы турбин, горячая вода с пароводяных подогревателей), которая зачастую просто выбрасывается в атмосферу.

Абсорбционная холодильная машина (АБХМ) – пароконденсационная холодильная установка. В этой установке хладагент испаряется за счет его поглощения (абсорбции) абсорбентом. Процесс испарения происходит с поглощением теплоты. Затем пары хладагента за счет нагрева (внешним источником тепловой энергии) выделяются из абсорбента и поступают в конденсатор, где конденсируются.

Существуют бромистолитиевые или аммиачные АБХМ. В бромистолитиевых АБХМ в качестве хладагента используется вода, а в качестве абсорбента - бромид лития  $\text{LiBr}$ . В аммиачных АБХМ в качестве хладагента используется аммиак  $\text{NH}_3$ , а в качестве абсорбента - вода. В настоящее время наибольшее распространение получили бромистолитиевые АБХМ [1].

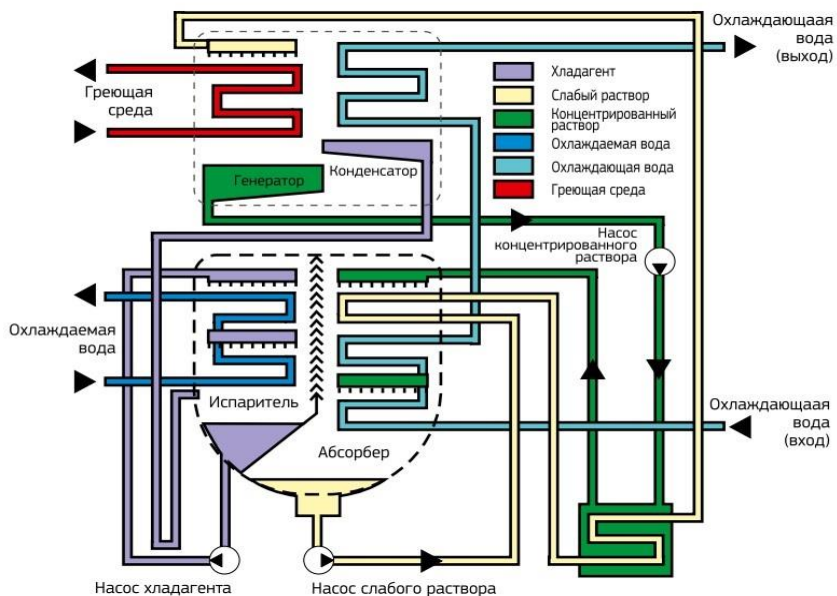
Компонент системы, поглощаемый абсорбентом в процессе абсорбции, носит название абсорбат. Соответственно, абсорбент – жидкая фаза, поглощающая абсорбат в процессе абсорбции.

Принцип действия АБХМ основан на способности хладагента (воды) испаряться за счет его поглощения (абсорбции) абсорбентом (бромидом лития). Процесс испарения – эндотермическая реакция – происходит в условиях вакуума с поглощением теплоты, подведенной к Испарителю с охлаждаемой водой (см. рис. 2). Концентрированный раствор абсорбента, подающийся в Абсорбер, поглощает пары воды, превращаясь в слабый (разбавленный) раствор. При последующем его нагреве (от внешнего источника тепловой энергии – греющей среды) в Генераторе пары воды выделяются из абсорбента, поступая в Конденсатор, где конденсируются, превращаясь в воду, которая, расширяясь, поступает в Испаритель, тем самым замыкая цикл. Изменение концентрации хладагента в Абсорбере и Генераторе сопровождается изменением температуры насыщения. Для снижения потерь энергии при циркуляции абсорбента между Абсорбером и Генератором устанавливается рекуперативный теплообменник.

Для обеспечения работы АБХМ необходимо присутствие еще одного контура - контура охлаждающей воды, предназначенного для отведения от АБХМ низкопотенциальной, «отработанной» тепловой энергии [2].

Все процессы в АБХМ протекают под вакуумом, что исключает попадание рабочего вещества и абсорбента во внешние теплоносители.





**Рис. 2.** Устройство одноступенчатой АБХМ

В описанной выше схеме охлаждаемая вода – это именно та среда, которую требуется охладить, а греющая среда – это внешний источник тепловой энергии, в качестве которого может использоваться пар (как низкопотенциальный, так и высокопотенциальный), вода различных параметров, горячие дымовые газы котлов, печей или выхлопные газы генераторных установок, а также непосредственно теплота сгорания топлива в самом контуре АБХМ (АБХМ прямого нагрева) [3].

В зависимости от возможных источников тепла как раз и определяют главную линию классификации, которой придерживаются все современные производители АБХМ:

- АБХМ на горячей воде (hotwater-fredchiller), использующая в качестве источника тепла горячую воду (от 75 °С и выше);
- АБХМ на паре (steam-fredchiller), использующая в качестве источника тепла пар (75–200 °С.);
- АБХМ на выхлопных газах (exhaust-fredchiller), использующая в качестве источника тепла дымовые газы котлов, печей или выхлопные газы генераторных установок (250–600 °С.);
- АБХМ прямого нагрева (direct-fredchiller), использующая в качестве источника тепла топливо (природный газ, мазут, дизельное топливо).

Таким образом, АБХМ – это холодильная установка, работающая за счет тепловой энергии, а не электричества (в отличие от

парокомпрессионных холодильных машин). Единственные потребители электроэнергии в АБХМ - перекачивающие насосы. Они же являются и единственными движущимися механизмами в составе холодильной машины.

Для решения проблемы снижения электрической мощности ГТУ, при повышенных температурах наружного воздуха, на линии циклового воздуха перед компрессором ГТУ предлагается установить поверхностный теплообменник, охлаждающей средой в котором является вода после АБХМ с температурой 5–10 °С. Охлажденная в АБХМ до 5–10 °С вода позволит остудить цикловой воздух на входе в ГТУ до 15–20 °С. Предложенное решение актуально для южных регионов нашей страны и позволяет увеличить электрическую мощность ГТУ до 30 %.

Основным преимуществом применения АБХМ для снижения температуры циклового воздуха ГТУ заключается в возможности использования как напрямую выхлопные газы ГТУ, так и горячую воду/пар из котлов-утилизаторов ПГУ. Таким образом, холод производится, в основном, за счет потребления бросовых источников теплоты.

Также благодаря возможности АБХМ охлаждать жидкость до 0 °С, можно получать охлажденный воздух более низкой температуры, что позволяет получать эффект большее число часов в году.

#### Библиографический список

1. Бараненко А.В. Холодильные машины / Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И., Тимофеевский Л. С.; Под общ. ред. Л. С. Тимофеевского // — СПб.: Политехника, 2006г. – 133 с.
2. Романюк, В.Н. Абсорбционные тепловые насосы в тепловой схеме ТЭЦ для повышения ее энергетической эффективности / В.Н. Романюк, Д.Б. Муслина, А.А. Бобич и др. // Энергия и Менеджмент. – 2013. – № 1 (70). – С. 14–19.
3. Шилкин Н.В. Абсорбционные холодильные машины // АВОК. 2008. №1.– С. 41–46.
- 4.

### **ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГРУНТА В ТОЧКЕ ПЕРЕСЕЧЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДОВ С ГАЗОПРОВОДОМ**

*Ахмерова Г.М., к.п.н., доц., ФГБОУ ВО «КГАСУ»*

*Сибгатов А.Р., ст. гр. 8ТВ01, ФГБОУ ВО «КГАСУ»*

Согласно СП 42-103-2003 «Проектирование и строительство газопроводов из полиэтиленовых труб и реконструкция изношенных газопроводов» в местах пересечения или параллельной прокладки полиэтиленового газопровода с бесканальной теплотрассой расстояние между ними уточняется расчётом исходя из условий исключения возможности нагрева полиэтиленовых труб выше температуры 40 °С за весь период эксплуатации.

В Российских системах централизованного теплоснабжения есть свои особенности, связанные с регулированием, параметрами теплоносителя и большим процентом изношенности. При определении температуры грунта и тепловых потерь важно учитывать реальные условия эксплуатации трубопроводов, поскольку нормативные и проектные данные не всегда являются достоверными [1–3].

Рассмотрим расчёт, предусматривающий проверку возможности прокладки газопровода на расстоянии 0,4 м от оси подающего трубопровода тепловой сети подземной бесканальной прокладки в городе Казани, на улице Г. Баруди. Протяжённость улицы составляет 928 метров, она проходит через 2 района: Кировский и Московский. До 2014 года она называлась Забайкальская, затем была переименована в честь Галимджана Баруди – российского татарского учёного-богослова, религиозного и общественного деятеля, педагога. Для газоснабжения автомойки самообслуживания по адресу: РТ, г. Казань, ул. Галимджана Баруди, 8, используется газопровод низкого давления из полиэтиленовых труб диаметром –  $\varnothing 110 \times 10,0$  мм в футляре ПЭ100 ГАЗ SDR11 225x20,5. Глубина заложения газопровода составляет 2,6 м. Расчётом определяется температура грунта на стенке футляра газопровода, для исключения условия нагрева полиэтиленовых труб выше  $40^\circ\text{C}$  для всего периода эксплуатации.

Теплотрасса представляет собой двухтрубную прокладку из стальных труб диаметром  $D_u = 125$  мм в пенополиуретановой изоляции,  $\delta_{из} = 46$  мм,  $\lambda_{из} = 0,33$  Вт/(м·°C), глубина заложения теплопровода  $H = 1,6$  м. Расстояние между осями труб тепловой сети по горизонтали  $K_{1,2} = 0,5$  м. Расчётные параметры теплоносителя  $130/70^\circ\text{C}$ . Среднегодовая температура грунта на глубине заложения  $t_0 = 6,3^\circ\text{C}$ , характеристика грунтов – глины и суглинки, плотностью  $\rho_{сух} = 1600$  кг/м<sup>3</sup>, теплопроводность сухого грунта  $\lambda_{сух} = 0,33$  Вт/(м·K). Среднегодовые температуры теплоносителя  $65/50^\circ\text{C}$  согласно п.11.12 СП 124.13330.2012 «Тепловые сети» [4]. Среднемесячные температуры теплоносителя в январе  $94/55^\circ\text{C}$  – согласно температурному графику. Теплопроводы работают в условиях подтопления, что существенно влияет на тепловые потери подземных теплотрасс. Влажность грунта не постоянна в течение года. В связи с этим представляет интерес оценить влияние объёмной влажности грунта на тепловые потоки, определить величину линейных тепловых потерь  $q$ , Вт/м, и температуру грунта в точке пересечения теплопроводов с газопроводом низкого давления. Расчёты были произведены для различных режимов работы теплопроводов с одновременным увлажнением грунта от 0 до 48 % (изоляция не увлажнена). Теплопроводность грунта так же не является величиной постоянной, она зависит от влажности. Коэффициент теплопроводности грунта резко возрастает по мере увеличения влажности, поскольку теплопроводность воздуха, вытесняемого водой из пор породы, приблизительно в 25 раз меньше теплопроводности воды [5].

Зависимость коэффициента теплопроводности влажных грунтов от массовой влажности:

$W_{гр} = 0 \%$ ,  $\lambda_{гр} = 0,33 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$  – абсолютно сухой грунт;

$W_{гр} = 16 \%$ ,  $\lambda_{гр} = 0,96 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$  – влажный грунт (естественная влажность);

$W_{гр} = 32 \%$ ,  $\lambda_{гр} = 1,33 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$  – влажный грунт;

$W_{гр} = 48 \%$ ,  $\lambda_{гр} = 1,63 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$  – насыщенный водой грунт [6].

Изменение коэффициента теплопроводности грунтов влияет на термическое сопротивление грунта,  $\text{м}\cdot\text{°C/Вт}$ , которое можно определить по упрощённой формуле Форгхеймера (так как  $H/d = 1,6/0,225 = 7,1 > 2$ ):

$$R_{гр}^6 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{гр}} \ln \frac{4H}{d} \quad (1)$$

где  $\lambda_{гр}$  – коэффициент теплопроводности грунта,  $\text{Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ ;  $H$  – глубина заложения – расстояние от оси труб до поверхности земли, м;  $d$  – наружный диаметр труб с учётом толщины тепловой изоляции, м ( $d = 0,133 + 46 \cdot 2 = 0,225 \text{ м}$ ).

И, следовательно, на термическое сопротивление, обусловленное тепловым взаимодействием двух труб:

$$R_0 = \frac{\ln \sqrt{1 + \left( \frac{2H}{K_{1,2}} \right)^2}}{2\pi \cdot \lambda_{гр}}, \quad (2)$$

где  $K_{1,2}$  – расстояние между осями труб по горизонтали, м.

При двухтрубной бесканальной прокладке в результате тепловых потерь вокруг трубопроводов в грунте образуются температурные поля, которые способствуют уменьшению теплотерь каждой трубы в отдельности. Снижение тепловых потерь будет тем больше, чем выше температура грунта вокруг соседнего трубопровода.

Тепловые потери двухтрубных тепловых сетей при бесканальной прокладке,  $\text{Вт/м}$ :

$$q_1^L = \frac{(t_{в1} - t_n)(R_{из2}^L + R_{гр}^6) - (t_{в2} - t_n)R_0}{(R_{из1}^L + R_{гр}^6)(R_{из2}^L + R_{гр}^6) - R_0^2} K, \quad (3)$$

$$q_2^L = \frac{(t_{в2} - t_n)(R_{из1}^L + R_{гр}^6) - (t_{в1} - t_n)R_0}{(R_{из2}^L + R_{гр}^6)(R_{из1}^L + R_{гр}^6) - R_0^2} K, \quad (4)$$

где  $t_{в1}$ ,  $t_{в2}$  – температура теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети,  $\text{°C}$ ;  $t_n$  – температура наружной среды,  $\text{°C}$ ;  $R_{из1}^L, R_{из2}^L$  – термические сопротивления изоляции подающего и обратного трубопроводов,  $\text{м}\cdot\text{°C/Вт}$ ;  $K$  – коэффициент дополнительных потерь.

Температура в любой точке грунта вокруг двухтрубного теплопровода бесканальной прокладки определяют по формуле:

$$t = t_0 + \frac{q_1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+H)^2}{x^2 + (y-H)^2}} + \frac{q_2}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{(x - K_{1,2})^2 + (y+H)^2}{(x - K_{1,2})^2 + (y-H)^2}}, \quad (5)$$

где  $x$  и  $y$  – расстояние рассматриваемой точки от оси подающего трубопровода и от поверхности грунта.

Расчёты проводились при проектном режиме работы трубопроводов и при отсутствии изоляции на обоих трубопроводах, для следующих условий:

- среднегодовые параметры теплоносителя 65/50 °С и среднегодовая температура грунта  $t_0 = 6,3$  °С;
- расчетные параметры теплоносителя 130/70 °С, и температура грунта в январе  $t_0 = 3,1$  °С, на глубине заложения теплопровода  $H = 1,6$  м [7];
- среднемесячные температуры теплоносителя в январе 94/55 °С и температура грунта для января  $t_0 = 3,1$  °С.

Результаты расчётов сведены в таблицы 1–3.

Используя методику расчёта СП 61.13330.2012 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» учесть частичное разрушение теплоизоляции для ППУ изоляции не представляется возможным, поэтому расчёты ведутся для наиболее неблагоприятных условий при отсутствии изоляции на обоих трубопроводах.

Таблица 1

**Температура грунта в точке пересечения двухтрубных тепловых сетей с газопроводом низкого давления. Среднегодовые параметры теплоносителя 65/50 °С, среднегодовая температура грунта  $t_0 = 6,3$  °С**

Влажность грунта (глины и суглинки), %	Проектный режим работы трубопроводов		Отсутствие изоляции на обоих трубопроводах	
	Тепловые потери, Вт/м, по СП 61.13330.2012	Температура грунта на стенке футляра газопровода	Тепловые потери, Вт/м, по СП 61.13330.2012	Температура грунта на стенке футляра газопровода
0	$q_1^L = 27,45$ $q_2^L = 16,92$	23,23	$q_1^L = 28,76$ $q_2^L = 17,48$	23,95
8	$q_1^L = 32,57$ $q_2^L = 21,17$	19,98	$q_1^L = 43,14$ $q_2^L = 26,22$	23,95
32	$q_1^L = 40,28$ $q_2^L = 27,86$	14,98	$q_1^L = 86,28$ $q_2^L = 52,44$	23,95
38	$q_1^L = 40,92$ $q_2^L = 28,43$	14,92	$q_1^L = 92,23$ $q_2^L = 56,06$	23,95

Не действующий в настоящее время СНиП 2.04.14–88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов (п.3.11) предполагал учитывать увлажнение материала теплоизоляционного слоя при бесканальной прокладке и увеличение теплопроводности в зависимости от вида теплоизоляционного материала и типа грунта. Так для пенополиуретановой изоляции этот коэффициент изменялся в диапазоне  $1,0 \div 1,1$ . В действующем СП 61.13330.2012 [8, табл.14] увлажнение ППУ изоляции не предусмотрено, коэффициент увлажнения  $K = 1,0$  для маловлажного, влажного и насыщенного водой грунта – современное гидроизоляционное покрытие предварительно изолированных труб исключает возможность увлажнения изоляции в процессе эксплуатации.

Таблица 2

**Температура грунта в точке пересечения двухтрубных тепловых сетей с газопроводом низкого давления. Расчетные параметры теплоносителя 130/70 °С, температура грунта для января  $t_0 = 3,1$  °С**

Влажность грунта (глины и суглинки), %	Проектный режим работы трубопроводов		Отсутствие изоляции на обоих трубопроводах	
	Тепловые потери, Вт/м, по СП 61.13330.2012	Температура грунта на стенке футляра газопровода	Тепловые потери, Вт/м, по СП 61.13330.2012	Температура грунта на стенке футляра газопровода
0	$q_1^L = 63,06$ $q_2^L = 20,91$	34,95	$q_1^L = 66,31$ $q_2^L = 21,20$	36,28
8	$q_1^L = 73,66$ $q_2^L = 28,06$	28,85	$q_1^L = 99,47$ $q_2^L = 31,80$	36,28
32	$q_1^L = 89,32$ $q_2^L = 39,65$	19,45	$q_1^L = 198,93$ $q_2^L = 63,60$	36,28
38	$q_1^L = 90,60$ $q_2^L = 40,64$	18,67	$q_1^L = 212,65$ $q_2^L = 67,99$	36,28

Из данных таблиц 1–3 видно, что минимальные теплотери характерны для сухого грунта и они многократно увеличиваются в зависимости от увлажнения почвы. Температура грунта на стенке футляра газопровода для проектного режима работы трубопроводов в этом случае максимальна, но не превышает допустимые 40 °С согласно СП 42-103-2003.

В случае полного отсутствия изоляции на трубопроводе максимальная температура на стенке футляра газопровода 36,28 °С получается в январе, при расчётных параметрах теплоносителя 130/70 °С и температуре грунта  $t_0 = 3,1$  °С на глубине заложения теплопровода  $H = 1,6$  м.

**Температура грунта в точке пересечения двухтрубных тепловых сетей с газопроводом низкого давления. Среднемесячные температуры теплоносителя в январе 94/55 °С, температура грунта  $t_0 = 3,1$  °С**

Влажность грунта (глины и су-глинки), %	Проектный режим работы трубопроводов		Отсутствие изоляции на обоих трубопроводах	
	Тепловые потери, Вт/м, по СП 61.13330.2012	Температура грунта на стенке футляра газопровода	Тепловые потери, Вт/м, по СП 61.13330.2012	Температура грунта на стенке футляра газопровода
0	$q_1^t = 44,64$ $q_2^t = 17,24$	26,60	$q_1^t = 46,90$ $q_2^t = 17,58$	27,86
8	$q_1^t = 52,30$ $q_2^t = 22,65$	22,10	$q_1^t = 70,35$ $q_2^t = 26,37$	27,86
32	$q_1^t = 63,66$ $q_2^t = 31,37$	15,16	$q_1^t = 140,71$ $q_2^t = 52,74$	27,86
38	$q_1^t = 64,59$ $q_2^t = 32,11$	14,58	$q_1^t = 150,41$ $q_2^t = 56,38$	27,86

### Выводы

1. На основании выполненных исследований получено решение актуальной научно-практической задачи оценки температуры грунта при пересечении теплотрассы подземной прокладки и газопровода низкого давления с учётом реальных условий эксплуатации.

2. Исходя из полученных данных, допустимо использование полиэтиленового футляра ПЭ100 ГАЗ SDR11-225x20,5, т.к. температура на футляре не будет превышать 40 °С при расчётных параметрах теплоносителя 130/70 °С даже при полном разрушении тепловой изоляции.

### Библиографический список

1. Ахмерова Г.М. Теплоизоляционные материалы, применяемые для трубопроводов тепловых сетей, и методы их расчёта: Учебно-методическое пособие / Г.М. Ахмерова. – Казань: Изд-во Казанск. гос. архитектур.-строит. ун-та, 2017. – 111 с.

2. Залялова А.Р. Исследование тепловых потерь полимерных трубопроводов горячего водоснабжения с помощью математического моделирования в программе ELCUT / А.Р. Залялова, Н.В. Лебедев, Г.М. Ахмерова // Тенденция развития науки и образования. – 2019. - № 56, часть 1. – С. 25–28.

3. Akhmerova G.M. Impact of soil moisture on heat losses of pipelines of district heat supply networks at underground channel-free gasket / G.M.

Akhmerova, A.R. Zalyalova, R.M. Mukhametshina // International Scientific Conference on Socio-Technical Construction and Civil Engineering. – 2020.

4. СП 124.13330.2012. Тепловые сети. –М.: Минрегион России, 2012. – 78 с.

5. Ахмерова Г.М., Фёдоров А.В. Влияние влажности грунта на тепловые потери теплопроводов в непроходных каналах// Известия КГАСУ, 2016, № 2 (36). С. 117–121.

6. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование/ Под ред. проф. Хрусталёва Б.М. М.: Изд-во АСБ, 2008. – 784с.

7. Всё о нефти и газе [Электронный ресурс]. – URL: <http://neftyaqa.ru/v-pomosch-rabotniku-gazovoy-promishlennosti/temperatura-grunta-v-s-na-razlichnich-glubinach-v-nekotorich-punktach-sssrg> (дата обращения: 23.10.2020)

8. СП 61.13330.2012 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» –М.: Минрегион России, 2012. – 56 с.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ ПРИ БЕСКАНАЛЬНОЙ ПРОКЛАДКЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ**

*Огурцова А.И., студент ФТФ, ФГБОУ ВО "ЛГТУ"*

*Стерлигов В.А., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО "ЛГТУ"*

*Крамченков Е.М., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО "ЛГТУ"*

*Мануковская Т.Г., к.т.н., доц., ФГБОУ ВО "ЛГТУ"*

В работе определены тепловые потери теплопроводов с изоляцией из пенополиуретана (ППУ) при её увлажнении. Выполнено сравнение полученных результатов с нормативными значениями тепловых потерь.

На эффективность работы централизованных систем теплоснабжения существенно влияют потери теплоты в тепловых сетях. При расчётах отпуска теплоты потребителям пользуются нормативными значениями теплотерь, которые не учитывают условия эксплуатации трубопроводов.

В реальных условиях тепловая изоляция теплопроводов может существенно увлажняться, что приводит к нарушению её теплозащитных свойств. Причинами такого нарушения является насыщение теплоизоляции влагой как изнутри, так и снаружи. При увлажнении теплоизоляционных материалов резко возрастает их теплопроводность и снижаются защитные свойства [1].

При эксплуатации систем теплоснабжения, в период, когда источники теплоты отпускают тепловую энергию, необходимы сведения о фактических тепловых потерях в трубопроводах тепловых сетей в зависимости не только от состояния, но и от степени увлажнённости материала изоляции.

В последние годы при новом строительстве и капитальном ремонте тепловых сетей применяют предварительно изолированные трубы с пенополиуретановой тепловой изоляцией (ППУ) и бесканальную их прокладку.



Однако, в таких трубопроводных системах также происходит увлажнение тепловой изоляции влагой.

Для анализа влияния влажности тепловой изоляции на теплопотери трубопроводов проведено исследование тепловых потерь в трубопроводах различных диаметров, покрытых пенополиуретановой теплоизоляцией и проложенных непосредственно в грунте (бесканально). Для исследования использован метод расчета теплопотерь многотрубных теплопроводов проложенных бесканально, разработанный Е.П. Шубиным [2].

Тепловые потери для подающего и обратного трубопроводов определялись как:

$$\begin{cases} Q_1 = \frac{(\tau_1 - t_r)R_2 - (\tau_2 - t_r)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}; \\ Q_2 = \frac{(\tau_2 - t_r)R_1 - (\tau_1 - t_r)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\tau_1, \tau_2$  – температура теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах, °С;  $t_r$  – наружная температура, принимаемая равной естественной температуре грунта на глубине оси теплопровода, °С;  $R_1, R_2$  – термические сопротивления трубопроводов, включающие термическое сопротивление изоляции в том или ином влажностном состоянии и грунта, (м<sup>2</sup>·°С)/Вт;  $R_0$  – условное дополнительное сопротивление для учета взаимного влияния параллельно проложенных теплопроводов, (м<sup>2</sup>·°С)/Вт.

Термические сопротивления стенок теплоизолированных теплопроводов определяются:

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_{из}} \ln \frac{d_{н1}}{d_{в1}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{н1}}; \quad (2)$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda_{из}} \ln \frac{d_{н2}}{d_{в2}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{н2}}; \quad (3)$$

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + 0,5 \sqrt{\left(\frac{4h}{b}\right)}}, \quad (4)$$

где  $b$  – горизонтальное расстояние между осями труб, м;  $h$  – глубина заложения трубопроводов от поверхности до оси, м;  $\lambda_{гр}, \lambda_{из}$  – теплопроводность грунта и материала изоляции, Вт/(м·°С);  $d_{н1}, d_{н2}$  – наружный диаметр подающего и обратного теплопроводов соответственно, м;  $d_{в1}, d_{в2}$  – внутренний диаметр подающего и обратного теплопровода соответственно, м.

Потери теплоты в фасонных частях труб, опорных конструкциях, арматуре, фланцах трубопроводов и т.п., определяются [3] как:

$$Q_m = \beta Q_{из}, \quad (5)$$

где  $\beta$  – коэффициент местных потерь, учитывающий тепловые потери арматуры, опор и компенсаторов, (для бесканальной прокладки принимается  $\beta = 1,15$ ).

Общие тепловые потери через изоляцию трубопроводов рассчитываются по выражению:

$$Q_{\text{общ}} = Q_1 + Q_2 + Q_m. \quad (6)$$

Используя вышеизложенную методику, проведены расчеты потерь теплоты для трех диаметров трубопроводов, покрытых ППУ. Определены фактические теплотери для трубопроводов стандартных диаметров  $d = 32$  мм,  $d = 325$  мм,  $d = 1220$  мм с толщиной тепловой изоляции соответственно  $\delta_{\text{из}} = 40$  мм,  $\delta_{\text{из}} = 60$  мм,  $\delta_{\text{из}} = 100$  мм [4] при различной степени увлажнения теплоизоляционного материала.

В расчетах принята схема прокладки труб, показанная на рис. 1 при следующих расчётных величинах:

- глубина заложения,  $h = 0,96$  м;
- горизонтальное расстояние между осями трубопроводов для  $d = 32$  мм,  $d = 325$  мм,  $d = 1220$  мм, принимается соответственно  $b = 350$  мм,  $b = 500$  мм,  $b = 1700$  мм;
- температура грунта  $t_r = 5$  °С;
- температура в подающем трубопроводе  $\tau_1 = 90$  °С;
- температура в обратном трубопроводе  $\tau_2 = 50$  °С;
- теплопроводность грунта  $\lambda_{\text{гр}} = 1,7$  Вт/(м·°С).

Теплопроводность ППУ изоляции при различной степени увлажнения изменялась в пределах  $\lambda_{\text{из}} = (0,025 \dots 0,6)$ , Вт/(м·°С) [1].

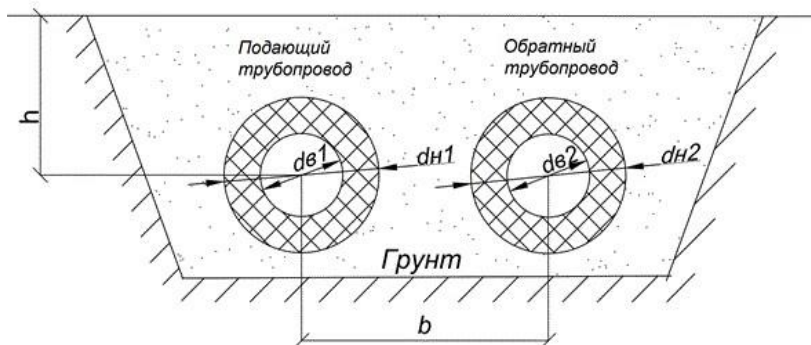


Рис. 1. Схема прокладки труб

По результатам расчетов построен график зависимостей тепловых потерь от влажности тепловой изоляции и приведен на рис. 2. На этом рисунке также приводятся нормативные значения тепловых потерь при разности средней температуры теплоносителя и грунта 65 °С [5].

Анализируя полученные результаты (рис. 2), можно отметить:

- при значениях влажности 0 % величины фактических тепловых потерь в сравнении с нормативными значениями для  $d = 32$  мм,  $d = 325$  мм,  $d = 1220$  мм заметно меньше нормативных до  $2,5 \div 3$  раз;
- при значениях влажности тепловой изоляции около 40 % для труб  $d = 32$  мм, 45 % для  $d = 325$  мм и 60 % для  $d = 1220$  мм общие тепловые потери соответствуют нормативным;
- при влажности более 40 %, 45 %, 60 % для соответствующих теплопроводов наблюдается резкое возрастание теплотерь до двух и более раз.

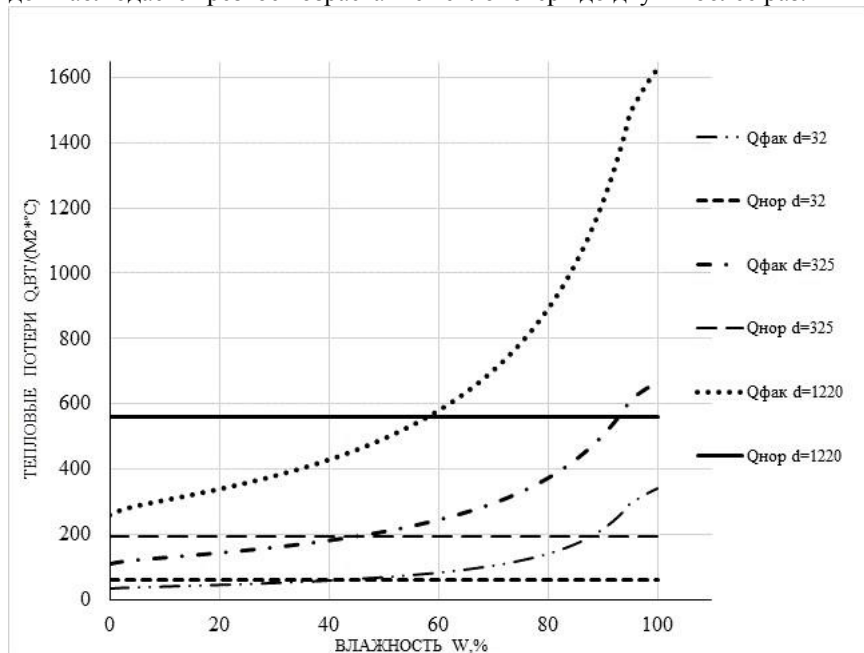


Рис. 2. Тепловые потери в теплопроводах  $d = 32$  мм,  $d = 325$  мм,  $d = 1220$  мм

Таким образом, в результате расчетов полученные зависимости изменения тепловых потерь от объемной влажности для пенополиуретановой тепловой изоляции трубопроводов показывают заметное расхождение теплотерь в сравнении с нормативными величинами. Значения фактических тепловых потерь отличаются от нормированных как в сухом, так и во влажном состоянии. В условиях большой увлажненности материала изоляции, реальные тепловые потери рассматриваемого трубопровода  $d = 1220$  мм возрастают в сравнении с нормативными в 1,65 раза, а для других диаметров в 1,8 раз и более. Чем меньше диаметр трубопровода, тем выше рост удельных тепловых потерь через увлажненную тепловую изоляцию.

В заключение следует отметить, что при проектировании новых тепло-трасс, испытаниях сетей на тепловые потери и установлении нормируемых тепловых потерь для теплоснабжающих организаций необходимо учитывать рабочее состояние тепловой изоляции, при котором фактические значения тепловых потерь могут в несколько раз отличаться от нормативных величин.

#### Библиографический список

1. Богомолова А.А., Губарев В.Я., Стерлигов В.А., Крамченков Е.М. Теплопроводность теплоизоляционных материалов // 3-я Международная научно-практическая конференция. – Курск, 2020. – С. 32–35.
2. Теплоснабжение: Учебник для вузов/ А. А. Ионин, Б. М. Хлыбов и др; Под ред. А. А. Ионина. - М.: Стройиздат, 1982. – 336 с
3. Методика определения тепловых потерь в действующих водяных тепловых сетях. – М., СЦНТИ, 1970.
4. Смирнов А.Д., К.М. Антипов Справочная книжка энергетика. - 4-е изд., перераб. и доп. - М., 1984. – 440 с., ил.
5. Нормы проектирования тепловой изоляции для трубопроводов и оборудования электростанций и тепловых сетей. – М: Госстройиздат, 1959.