www.engstroy.spb.ru

Инженерно-строительный журнал

научно-прикладное издание

ISSN 2071-4726

№1(19) январь-февраль 2011

СОБЫТИЯ

ЭКОНОМИКА

ГИДРАВЛИКА

КОНСТРУКЦИИ

РАСЧЕТЫ

АНАЛИЗ

ТЕМА НОМЕРА: ИНЖЕНЕРНЫЕ СИСТЕМЫ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Инженерно-строительный факультет
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29,
тел/факс: 552-94-60, www.stroikursi.spb.ru.
stroikursi@mail.ru

Приглашает специалистов организаций, вступающих в СРО, на курсы повышения квалификации (72 часа)

Код	Наименование программы	Виды работ*
Курсы по строительству		
БС-01	«Безопасность и качество выполнения геодезических, подготовительных и земляных работ, устройства оснований и фундаментов»	**1,2,3,5**
БС-02	«Безопасность и качество возведения бетонных и железобетонных конструкций»	**6,7**
БС-03	«Безопасность и качество возведения металлических, каменных и деревянных конструкций»	**9,10,11**
БС-04	«Безопасность и качество выполнения фасадных работ, устройства кровель, защиты строительных конструкций, трубопроводов и оборудования»	**12,13,14**
БС-05	«Безопасность и качество устройства инженерных сетей и систем»	**15,16,17,18,19**
БС-06	«Безопасность и качество устройства электрических сетей и линий связи»	**20,21**
БС-08	«Безопасность и качество выполнения монтажных и пусконаладочных работ»	**23,24**
БС-11	«Безопасность и качество устройства подземных сооружений»	**27,28**
БС-12	«Безопасность и качество устройства мостов, эстакад и путепроводов»	**29**
БС-13	«Безопасность и качество выполнения гидротехнических, водолазных работ»	**30**
БС-14	«Безопасность и качество устройства промышленных печей и дымовых труб»	**31**
БС-15	«Осуществление строительного контроля»	**32**
БС-16	«Организация строительства, реконструкции и капитального ремонта. Выполнение функций заказчика-застройщика и генерального подрядчика»	**33**
Курсы по проектированию		
БП-01	«Разработка схемы планировочной организации земельного участка, архитектурных решений, мероприятий по обеспечению доступа маломобильных групп населения»	**1,2,11**
БП-02	«Разработка конструктивных и объемно-планировочных решений зданий и сооружений»	**3**
БП-03	«Проектирование внутренних сетей инженерно-технического обеспечения»	**4**
БП-04	«Проектирование наружных сетей инженерно-технического обеспечения»	**5**
БП-05	«Разработка технологических решений при проектировании зданий и сооружений»	**6**
БП-06	«Разработка специальных разделов проектной документации»	**7**
БП-07	«Разработка проектов организации строительства»	**8**
БП-08	«Проектные решения по охране окружающей среды»	**9**
БП-09	«Проектные решения по обеспечению пожарной безопасности»	**10**
БП-10	«Обследование строительных конструкций и грунтов основания зданий и сооружений»	**12**
БП-11	«Организация проектных работ. Выполнение функций генерального проектировщика»	**13**
Курсы по инженерным изысканиям		
И-01	«Инженерно-геодезические изыскания в строительстве»	**1**
И-02	«Инженерно-геологические изыскания в строительстве»	**2,5**
И-03	«Инженерно-гидрометеорологические изыскания в строительстве»	**3**
И-04	«Инженерно-экологические изыскания в строительстве»	**4**
ПР-09	«Обследование строительных конструкций и грунтов основания зданий и сооружений»	**6**
И-05	«Организация работ по инженерным изысканиям»	**7**

***(согласно приказам Минрегионразвития РФ N 624 от 30 декабря 2009 г.)**

По окончании курса слушателю выдается удостоверение о краткосрочном повышении квалификации государственного образца (72 ак. часа)

Для регистрации на курс необходимо выслать заявку на участие, и копию диплома об образовании по телефону/факсу: 8(812) 552-94-60, 535-79-92, , e-mail: stroikursi@mail.ru.

Http://www.engstroy.spb.ru – полнотекстовая версия журнала в сети Интернет. Бесплатный доступ, обновление с каждым новым выпуском.

Инженерно-строительный журнал
научно-прикладное издание

ISSN 2071-4726

Свидетельство о государственной регистрации: ПИ №ФС77-38070, выдано Роскомнадзором

Специализированный научный журнал

Периодичность: 8 раз в год

Учредитель и издатель:

ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Адрес редакции:

195251, СПб, ул. Политехническая, д. 29, Гидрокорпус-2, ауд. 204

Главный редактор:

Вера Михайловна Якубсон

Научный редактор:

Николай Иванович Ватин

Литературный редактор:

Ирина Ипполитовна Смирнова

Редакционный совет:

Академик РАН, д.т.н., проф., президент ГОУ СПбГПУ Ю.С. Васильев;
Член-корр. РАН, д.т.н., проф., проректор ГОУ СПбГПУ по научной и инновационной деятельности А.И. Рудской;
Д.э.н., проф., директор Санкт-Петербургского союза строительных компаний «Союзпетрострой» Л.М. Каплан;
Д.э.н., проф. ГОУ СПбГПУ, генеральный директор группы ЛСР А.И. Вахмистров;
Д.т.н., проф., декан ИСФ ГОУ СПбГПУ А.И. Альхименко и другие. Полный список редсовета и редколлегии – на веб-сайте журнала.

Установочный тираж 1000 экз.

Контакты:

Тел. 297-59-49
E-mail engstroy@inbox.ru
Http://www.engstroy.spb.ru

Содержание

СОБЫТИЯ
Гидравлика и инженерная гидрология 2
Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха 3
Ватин Н.И., Улыбин А.В., Огородник В.М. ГОСТ Р 53778-2010: обследование инженерных сетей и другие особенности нового нормативного документа 5

ГИДРАВЛИКА
Гиргидов А.Д. О лобовом сопротивлении движению цилиндра 9
Харьков Н.С., Чамкина М.В., Петриченко М.Р. Возможно ли восстановление напора в цилиндрическом закрученном потоке? 12

КОНСТРУКЦИИ
Носков А.С., Ловцов А.В., Хаит А.В., Бутымова А.П., Плешков С.Ю. Энергоэффективность и экономическая целесообразность применения систем искусственного климата на базе вихревой трубы 17
Ватин Н.И., Чечевичкин В.Н., Чечевичкин А.В. Особенности сорбционно-каталитической очистки воздуха в помещениях обитания человека в условиях крупных городова 24
Горшков А.С., Ватин Н.И., Глумов А.В. Влияние физико-технических и геометрических характеристик штукатурных покрытий на влажностный режим однородных стен из газобетонных блоков 28

ЭКОНОМИКА
Самарин О.Д. Технико-экономическая оптимизация температурной эффективности теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем 34
Аверьянова О.В. Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур 37

РАСЧЕТЫ
Титова Е.М., Аверьянова О.В. Анализ эффективности систем кондиционирования с секцией осушения воздуха 46
Сотников А.Г., Русаков А.П. Математическое моделирование гидравлических режимов балансировки и управления подсистемой нагревания и охлаждения-осушения воздуха в СКВ и СВ 53

АНАЛИЗ
Чудук С.В. Рекуперация тепла в системах кондиционирования воздуха в теплый период года с использованием адиабатического охлаждения. Обзор возможностей 62
Гошка Л.Л. Системный подход к энергосбережению в инженерных сетях зданий 66

При перепечатке ссылка на издание обязательна

На обложке: водопроводные сети на строительной площадке в г. Хельсинки, Финляндия

Гидравлика и инженерная гидрология

В конце 2010 г. на инженерно-строительном факультете ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет прошли заседания диссертационных советов. В том числе, были успешно защищены две кандидатские диссертации по специальности 05.23.16 – Гидравлика и инженерная гидрология – базовой для всех специалистов по инженерным сетям зданий.

Диссертация старшего преподавателя кафедры «Технология, организация и экономика строительства» Ксении Игоревны Стрелец была посвящена расчету пылеудаления в циклонах. Актуальность тематики не вызывает сомнений: защита здоровья человека от вредных промышленных выбросов всегда была важнейшей задачей промышленной вентиляции. Целью работы являлось создание метода расчета технической эффективности пылеудаления в циклоне. Метод позволяет учитывать влияние геометрических параметров циклона на его эффективность, влияние турбулентности потока газа на процесс удаления мелких частиц, обеспечивать учет характеристик пыли, в том числе их форму и плотность частицы.

Для достижения этой цели была разработана новая математическая модель осаждения частиц во вращающемся потоке в цилиндрической части циклона, методика определения характеристик пыли с различными механическими и геометрическими параметрами для расчета ее движения внутри циклона и т.д.

Важным практическим результатом работы являются рекомендации по улучшению конструкции циклона, по повышению энергетической эффективности циклона при заданной технической эффективности, по практическому определению характеристик пыли, необходимых для расчета циклона.

Диссертация Никиты Сергеевича Харькова, главного инженера проекта ЗАО «СовПлим», называлась «Потери напора по длине в винтовом цилиндрическом потоке (область низких закруток)». Закрученные (винтовые) потоки широко представлены в различных машинах, аппаратах и сооружениях, например, в системах вентиляции. Целью работы было уменьшение потерь напора по длине в винтовом слабозакрученном цилиндрическом движении в низкорейнольдсовой области. В работе были проведены:

- измерение и численное моделирование полей скорости в цилиндрическом винтовом напорном потоке;
- определение потерь напора по длине в винтовом потоке, создаваемым осевым направляющим аппаратом;
- определение влияния закрутки потока вокруг оси на величину коэффициента гидравлического трения λ.

Основным выводом по работе можно считать следующий.

Потери полного напора (соответственно, полного давления) в осевом направляющем аппарате превосходят снижение потерь полного давления по длине трубы. Поэтому реальные затраты энергии даже на слабую закрутку даже низкорейнольдсова потока «перекрывают» указанный эффект. Тем не менее, в потоках с «естественной» закруткой эффект от снижения потерь напора реально достижим и представляет реальный же практический интерес.

Статью Н.С. Харькова, М.Р. Петриченко, М.В. Чамкиной по теме диссертации см. на стр. 12.

С диссертациями можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет.

В.М. Якубсон

Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха

Со 2 по 4 февраля 2011 г. в ГОУ Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (СПбГАСУ) проходила 68-я Научная конференция профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета. Конференция проходит ежегодно, помимо сотрудников ГОУ СПбГАСУ в ней также принимают участие представители других вузов и профильных организаций. В этом году мероприятие объединило 48 секций по различным направлениям строительной науки.

Секция «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» на конференции была представлена сотрудниками и аспирантами ГОУ СПбГАСУ, а также аспирантами и магистрами ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (СПбГПУ).

Большое внимание традиционно было уделено промышленной вентиляции. Этой теме был посвящен доклад аспиранта ГОУ СПбГАСУ Анны Игоревны Титовой «Вентиляция горячих цехов через напольные приточные панели». Впервые в ее работе был сделан компьютерный расчет различных вариантов перфорации панели – ранее такие результаты получали только экспериментально.

Одним из основных вопросов промышленной вентиляции является очистка воздуха от пыли. В работе аспиранта ГОУ СПбГАСУ Анны Юрьевны Мартьяновой рассматривалось снижение запыленности воздуха рабочей зоны на силосах цементных заводов. Без очистки показатель запыленности рабочей зоны на таких производствах в 4 раза превышает ПДК.

В работе магистра ГОУ СПбГПУ Михаила Борисовича Китаина также рассматривается очистка воздуха на промышленных предприятиях. Доклад М.Б. Китаина был посвящен методике определения гидравлической крупности частиц пыли (в данном случае от сварочного аппарата). Эти данные в дальнейшем используются для оценки технической эффективности циклона – одного из самых популярных пылеуловителей. Статья по материалам данного исследования будет опубликована в одном из ближайших номеров нашего журнала.

Другая группа вопросов, освещенных на секции, - это отопление. Доклады были посвящены различным параметрам и типам воздухонагревателей. Одним из наиболее актуальных стало выступление Виктора Алексеевича Пухкала, к.т.н., доцента ГОУ СПбГАСУ на тему «Методика определения тепловой нагрузки систем отопления по данным приборов учета потребления тепловой энергии». В рамках национальной программы энергосбережения правильная оценка потребления тепловой энергии в зданиях является ключевым моментом. На данный момент существует три основных способа определения тепловой нагрузки система отопления.

1. Проектный – подсчет производится через тепловые потери, инфильтрацию и другие показатели. Такой расчет должен присутствовать в каждом проекте, на основании него должны строиться отношения между потребителями и поставщиками энергии.
2. Обратный тепловой расчет – через обследование систем отопления. По установленной тепловой поверхности, расходам системы отопления рассчитывают тепловую нагрузку. Метод довольно точный, но трудоемкий, как и первый.
3. Расчет по удельным отопительным характеристикам – ведется при наличии минимума информации о здании: объем, характеристики помещений. Обычно он применяется на стадии ТЭО, но иногда используется для расчетов между потребителями и поставщиками энергии. Расчет очень неточный.

В. А. Пухкал предложил использовать метод расчета по данным приборов учета. Безусловно, он также имеет свои ограничения. Так, для получения достоверных данных о тепловой нагрузке период наблюдения должен составлять не менее года. В то же время, ГОСТ допускает длительность от 3 месяцев, а для экспресс-оценки – 2 недели.

Говоря о проектных расчетах, В.А. Пухкал отметил, что обычно расчет ведется на стационарный режим работы. В то же время все здания работают в нестационарном режиме.

В докладе Олеси Валерьевны Аверьяновой, аспиранта ГОУ СПбГПУ, рассматривалось комплексное решение для инженерных систем зданий, объединяющее функции отопления, охлаждения и горячего водоснабжения. По словам О. В. Аверьяновой, такие решения способствуют повышению энергоэффективности зданий, в противовес существующей ситуации, когда каждый специалист проектирует отдельную систему, и их энергопотребление независимо. Статью О.В. Аверьяновой о местно-центральных системах обеспечения микроклимата с тепловыми насосами см. на стр. 37.

В.М. Якубсон

Ⓟ

Некоммерческое партнерство

«Национальное объединение производителей и поставщиков строительных материалов» (НП «СМ»)

191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Рубинштейна, д. 15-17, Лит.А, пом.70-Н, офис 132,тел. (812) 404-63-49,E-mail: srosm@mail.ru
Сайт: www.srosm.ru,ИНН 7840019056 КПП 784001001, ОГРН 1107800002672

Вторая в России СРО производителей строительных материалов

В конце декабря ушедшего года Росреестр (Федеральная служба государственной регистрации, кадастра и картографии) внес НП «Национальное объединение производителей и поставщиков строительных материалов» (НП «СМ») в государственный реестр саморегулируемых организаций (Рег.номер №0150 от 29.12.2011). Таким образом, зарегистрирована вторая саморегулируемая организация в области производства строительных материалов.

Некоммерческое партнерство «Национальное объединение производителей и поставщиков строительных материалов» было создано для полноценного, комплексного подхода к обеспечению высокого качества, ответственности и безопасности работ в строительстве при взаимодействии и поддержке саморегулируемых организаций строителей и проектировщиков. Теперь НП «СМ» само исполняет функции СРО.

Ведущими партнерами СРО НП « СМ» являются ГОУ «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет», Ассоциация «Загородная недвижимость», Межрегиональный институт окна, СРО НП «БСК», НП «БОП», НП «БОИ» и др.

В соответствии с законодательством в области производства строительных материалов членство в саморегулируемой организации не является обязательным. Тем не менее, возможно создание добровольной саморегулируемой организации, которая также будет обеспечивать безопасность и повышение качества строительства.

Основными целями создания НП СРО «Национальное объединение производителей и поставщиков строительных материалов» являются:

- содействие в повышении конкурентоспособности, развития сферы производства и поставок современных строительных материалов и изделий членов партнёрства;
- повышение качества производимых материалов и изделий, использующихся в строительстве;
- недопущение применения строительных материалов влияющих негативно на жизнь, здоровье и безопасность объектов строительства;
- представление и защита законных прав и интересов членов партнерства в органах государственной власти и местного самоуправления, в общественных объединениях и организациях и во взаимоотношениях с другими юридическими лицами;
- приобретение высокого общественного статуса созданной СРО на федеральном уровне.

Для достижения поставленных целей проводятся следующие мероприятия:

- организация профессионального обучения и повышения квалификации кадров членов партнёрства;
- разработка и установление нормативно-технической документации СРО (стандарты, технические нормы и правила и т.п.)
- контроль над соблюдением требований указанных стандартов и правил членами партнерства;
- осуществление поддержки и стимулирования инновационной активности членов Партнерства/

В своей деятельности некоммерческое партнёрство руководствуется Федеральными законами «О саморегулируемых организациях» №315 ФЗ, Законом «О техническом регулировании», «О Техническом регламенте «О безопасности зданий и сооружений», требованиями проекта Технического регламента «О безопасности строительных материалов и изделий» и другими нормативно-правовыми актами Российской Федерации.

В соответствии с федеральными законами НП СРО «Национальное объединение производителей и поставщиков строительных материалов» гарантирует и несет, в том числе субсидиарную материальную ответственность за действия своих членов и качество выпускаемой ими продукции перед потребителями.

Директор СРО НП «СМ» **Растрыгина А.Л.**

ГОСТ Р 53778-2010: обследование инженерных сетей и другие особенности нового нормативного документа

Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой Н.И. Ватин,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет;
начальник отдела «Обследование зданий и сооружений» А.В. Улыбин*,
ПНИПКУ «Венчур»;
к.т.н., начальник отдела обследований и изысканий В.М. Огородник,
НПО «Наука-Строительству»

С 1 января 2011 г. в Российской Федерации вступил в силу новый нормативный документ, регламентирующий деятельность по обследованию зданий и сооружений – ГОСТ Р 53778-2010 [1]. Это первый государственный стандарт (ГОСТ) по обследованию в нашей стране. До этого основными документами являлись общий для всех СП 13-102-2003 [2], а также РД 22-01-97, распространяющийся на объекты, подлежащие экспертизе промышленной безопасности.

Необходимо отметить, что описанная в данной статье информация является субъективным мнением авторов и ни в коем случае не должна расцениваться как критика в адрес уважаемых авторов нового стандарта.

Строго говоря, рассматриваемый документ является переписанным и дополненным МГСН 2.10-2004 [3], и приблизительно 90-95% информации в указанных нормах совпадает. Поэтому трудно сказать, что именно описывается в данной статье: ГОСТ [1] или МГСН [3]. Учитывая, что для инженерно-технических работников России, работающих за пределами Москвы, текст ГОСТ является новым, будем считать, что рассматриваем именно его.

Что же принципиально нового несет данный документ и в чем его отличия от существующих норм по обследованию?

Первое новшество – это введение раздельных понятий «обследование технического состояния (ТС)» и «комплексное обследование технического состояния». Данные термины вводятся в разделе 1 и расшифровываются в разделе 3. Согласно описываемому стандарту обследование должно проводиться либо только для строительных конструкций здания или сооружения и грунтов основания, называясь при этом первым термином, либо в совокупности с исследованием прочих параметров (шум, теплопотери и т.п.) и инженерных сетей, и являясь комплексным. Наглядно данное разделение представлено на рис.1.

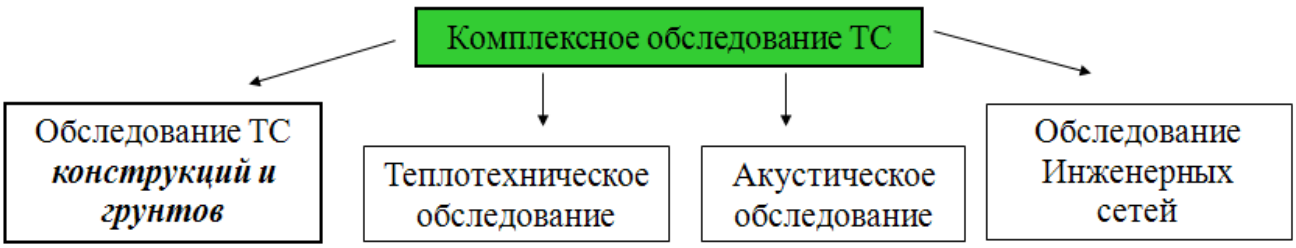

Рисунок 1. Структура комплексного обследования

Вполне логично, что в ГОСТ указан ограниченный диапазон объектов, на которые распространяются его требования. Работы по обследованию специфических объектов, таких как гидротехнические, транспортные, подземные сооружения и прочие, должны регламентироваться отдельными нормативными документами. Однако странным представляется то, что требования нового стандарта не распространяются на работы, связанные с судебно-строительной экспертизой.

Вторым существенным отличием нового стандарта от свода правил [2] является включение в перечень рассматриваемых обследованием проблем состояния грунтов основания. Это красной нитью прослеживается по всему тексту ГОСТ, и словосочетание «грунтов основания», добавленное в определения и фразы, заимствованные из ранее действовавших документов, видно невооруженным глазом. С нашей точки зрения, это один из основных положительных моментов нового документа, ведь ни одно из построенных зданий не висит в воздухе, и не учитывать фактор основания при оценке технического состояния, безусловно, нельзя.

Существенные изменения произведены также в номенклатуре категорий технического состояния. Во-первых, в ГОСТ их четыре, а не пять, как в СП [2], чему нельзя не порадоваться. Многие практики знают, насколько нечетка грань между описанными в СП [2] «ограниченно работоспособным» и «недопустимым» состояниями, что неоднократно приводило к спорам, претензиям и разбирательствам. Во-вторых, первая категория ТС именуется в ГОСТ как «нормативное», что не используется в ранее изданных документах, где применяются термины: исправное, нормальное, работоспособное, хорошее и пр. Определение термина «нормативное» заимствовано из СП [2] с небольшими корректировками.

В разделе 4 стандарта указаны основные требования к исполнителям обследования: современная приборная база, высокая квалификация и опыт. В п. 4.2 указывается периодичность проведения обследования, чего ранее в документах не встречалось. В п. 4.7 указывается на необходимость информирования в случае выявления аварийного состояния конструкций не только собственника и заказчика, но и органов исполнительной власти, что действительно является важным.

Раздел 5 начинается с описания целей и перечня работ, выполняемых при комплексном обследовании и обследовании технического состояния. Кроме того, имеется описание предварительного (визуального) и детального обследования и различия между ними. Особое внимание хочется обратить на п. 5.7.1, в котором указывается, что «при сокращении заказчиком объемов обследования <…> заказчик сам несет ответственность за низкую достоверность результата обследования». Проблема снижения объемов работ, в том числе вызванная экономией средств, является довольно актуальной, особенно когда заказчиком работ является частный инвестор.

В п. 5.1.9 имеется информация о давности инженерно-геологических изысканий, которые можно использовать при обследовании.

Интересна, на наш взгляд, фраза в п.5.1.13 о достаточности визуального обследования для присвоения категории технического состояния в случаях, когда его результаты позволяют выявить причину происхождения дефектов и повреждений.

Немаловажно указание об обязательном включении инженерно-геологических изысканий в программу работ при комплексном обследовании, имеющееся в п. 5.1.14.

Большим преимуществом по сравнению с СП [2] является наличие в приложениях В и Г форм заключений по результатам комплексного обследования и обследования технического состояния. Однако, к сожалению, приводимые формы несколько поверхностны и не детальны.

Далее в подразделах 5.2 – 5.3 приводятся данные о необходимых работах при обследовании оснований, фундаментов, элементов конструкций с классификацией по виду материала, а также отдельных конструктивных элементов (балконы, лестница, перекрытии и пр.). Необходимо констатировать, что данные в этих разделах в большинстве своем заимствованы из ВСН 57-88 [4] и пособия по обследованию [5].

Остановимся на некоторых изменениях.

В п. 5.2.7 указано, что глубина шурфов у фундаментов должна превышать глубину заложения подошвы на 0,5-1,0 м, что для бутовых фундаментов является опасным, так как может спровоцировать выпадение камней из кладки. В большинстве имеющихся документов регламентированная глубина шурфов не должна превышает 0,5 м под подошвой. Наиболее удачным, на наш взгляд, по этому поводу является формулировка в ТСН 50-302-2004 [6]: «глубина шурфов должна приниматься исходя из необходимости вскрытия подошвы фундамента и проверки наличия лежней и свай под фундаментом».

Несколько необоснованными считаем рекомендации в п. 5.2.15 и 5.3.2.2 касательно определения прочности кладки фундаментов и надземных конструкций неразрушающими методами. Государственные стандарты, регламентирующие методы неразрушающего контроля для бутовых камней и кирпича (за исключением ультразвукового метода для силикатного кирпича) в России отсутствуют. Кстати, оба указанных пункта также заимствованы из ВСН [4] с незначительными изменениями.

Наиболее интересными с точки зрения новизны являются разделы 5.4-5.6, в которых указаны требования по обследованию инженерных сетей и исследованию параметров эксплуатации, а именно рассмотрены:

- система горячего водоснабжения;
- система холодного водоснабжения;
- система отопления;
- система канализации;
- система вентиляции;
- система мусороудаления;
- система газоснабжения;
- водостоки;
- электрические сети;
- средства связи;
- исследование звукоизоляции, шума и вибраций;
- исследование теплотехнических параметров ограждающих конструкций.

Несмотря на то, что часть данных в этих разделах коррелирует с рекомендациями ВСН [4], наличие указанных разделов является несомненным прорывом в нормативах по обследованию, так как ни в ВСН, ни в других документах требований по указанной тематике в таком объеме ранее не встречалось. Являвшийся до сих пор единственным основным документом СП [2] вообще абстрагирован от инженерных сетей.

Раздел 6, посвященный мониторингу технического состояния, авторы комментировать не вправе, так как на практике не занимаются данным видом работ. Хотим отметить только, что классификация видов мониторинга, указанная в ГОСТ (рис. 2), на наш взгляд, весьма удачна.

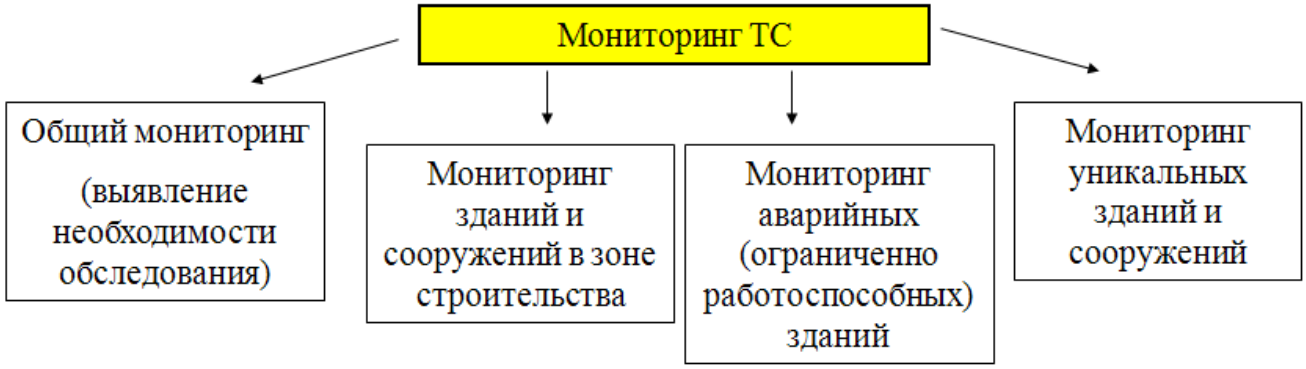

Рисунок 2. Классификация видов мониторинга технического состояния

Кроме того, хочется отметить, что появление в государственном стандарте целого раздела и нескольких приложений, посвященных данному виду инженерных работ, который без сомнения относится к важным, должно благоприятно отразиться на обоснованности выполнения и качестве работ. Ранее описание мониторинга встречалось лишь в территориальных нормах ТСН [6], МГСН [3], частично в ГОСТ 24846-81 и ряде других методических документов.

Еще одним преимуществом нового стандарта являются приложения Е, Ж, И, в которых приводятся данные о причинах и следствиях характерных дефектов строительных конструкций. Ранее такая информация содержалась лишь в территориальных нормах и технической литературе. К сожалению, как и в ряде других документов, отсутствует аналогичное приложение по деревянным конструкциям.

В заключение отметим, что, несмотря на некоторые критические замечания, которые были указаны, появление рассматриваемого документа – безусловный шаг вперед для отрасли обследования в целом. Ведь нормативной и методической литературы по данному виду изысканий довольно много, но среди них количество обязательных к применению весьма ограничено.

Литература

1. ГОСТ Р 53778-2010. Здания и сооружения. Правила обследования и мониторинга технического состояния : Введ. 25.03.2010. М. : Стандартинформ, 2010. 60 с.
2. СП 13-102-2003. Правила обследования несущих строительных конструкций зданий и сооружений : Введ. 21.08.03 / Госстрой России. М., 2004. 32 с.
3. МГСН 2.10-04. Предпроектные комплексные обследования и мониторинг зданий и сооружений для восстановления, реконструкции и капитального ремонта : Введ. 01.03.05 / МНИИТЭП. – М., 2004. – 114 с.
4. ВСН 57-88(р). Положение по техническому обследованию жилых зданий : Введ.01.07.89 / Госкомархитектура. М., 1991. 51 с.
5. Пособие по обследованию строительных конструкций зданий / АО «ЦНИИПРОМЗДАНИЙ». М., 1997. 179 с.
6. ТСН 50-302-2004. Проектирование фундаментов зданий и сооружений в Санкт- Петербурге : Введ. 05.08.04 / Правительство Санкт-Петербурга. СПб. , 2004. 57 с.

Алексей Владимирович Улыбин, Санкт-Петербург, Россия

Тел. раб.: +7(812)535-57-82; эл. почта: ulybin@mail.ru

NDT
ВСЁ ПОД КОНТРОЛЕМ!
www.ndt-russia.ru
Техногенная диагностика • Экологическая диагностика
Лабораторный контроль • Антитеррористическая диагностика

ufi Approved Event

'11
22-24 МАРТА
МОСКВА
СК ОЛИМПИЙСКИЙ

10-Я МЕЖДУНАРОДНАЯ ВЫСТАВКА И КОНФЕРЕНЦИЯ
НЕРАЗРУШАЮЩИЙ КОНТРОЛЬ И ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА В ПРОМЫШЛЕННОСТИ

10 ЛЕТ ВЫСТАВКЕ — 10 ЛЕТ ВМЕСТЕ.

ДИАГНОСТ | КРОПУС Научно-Производственный Центр | СКБ СТРОЙПРИБОР | АКС | OLYMPUS
Votum | КОНСТАНТА | ТЕХНОТЕСТ | IU

Организаторы: primexpo, ITE GROUP PLC, ufi
При содействии:

Тел: +7 (812) 380 6002/00, Факс: +7 (812) 380 6001, ndt@primexpo.ru, www.ndt-russia.ru

О лобовом сопротивлении движению цилиндра

Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой А.Д. Гиргидов*,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Ключевые слова: сопротивление движению плохо обтекаемых тел; влияние формы наветренной части тела; энергетическая оценка сопротивления движению; диссипация энергии; ограничение области применимости общепринятой схематизации потока.

Оценивая сопротивление движению плохообтекаемых тел, целесообразно сравнить часть сопротивления, обусловленную деформацией набегающего потока до миделева сечения, с частью сопротивления, обусловленной деформацией потока за миделевым сечением. Этот вопрос имеет многовековую историю. Так, Ньютон полагал, что сопротивление движению тела в жидкости определяется очертанием наветренной части тела и практически не зависит от формы тела за миделевым сечением. Это объясняется тем, что Ньютон использовал корпускулярную модель жидкости, и по существу его результаты предварили газодинамическое описание движения тел [1].

Экспериментальное подтверждение теории сопротивления Ньютона в XVIII веке казалось очевидным. Например, Ж. Борда на основе экспериментальных данных, опубликованных им в 1762 и 1763 гг., установил, что сопротивление шара и полушара, обращенного выпуклой стороной в сторону движения, практически неотличимы.

Эйлер использовал континуальную модель жидкости и, несмотря на трудности, возникающие в связи с необходимостью объяснить парадокс Даламбера, и на убедительные на первый взгляд экспериментальные данные, предсказал большое влияние, которое может оказать форма подветренной части обтекаемого тела. Шведский исследователь Ф. Чапмен в 1775 г. установил, что для уменьшения сопротивления вытянутого в направлении потока тела миделево сечение следует сместить к наветренной стороне, что косвенно подтверждало мнение Эйлера [2].

Количественные оценки относительного вклада в сопротивление движению деформации наветренной и подветренной частей потока при обтекании тел до сих пор получено не было, вследствие того, что разделить эти части на экспериментальной установке или теоретически (на основе решения уравнений движения вязкой жидкости) оказалось весьма сложным.

Вместе с тем, в случае тел с простой геометрией оценку соотношения этих частей сопротивления можно выполнить, используя энергетические характеристики потока. Рассмотрим такую возможность на примере обтекания кругового цилиндра. При достаточно больших (см. ниже) числах Рейнольдса $Re = \dfrac{\mathrm{V}_\infty D}{\nu}$, где V_∞ – скорость набегающего потока, D – диаметр цилиндра, а ν – кинематический коэффициент вязкости, для расчета лобового сопротивления поле скорости делят на три части:

1) потенциальный внешний поток на удалении от цилиндра;
2) пограничный слой на поверхности цилиндра;
3) гидродинамический след за цилиндром.

Пограничный слой до точки отрыва имеет столь небольшую толщину, что границей внешнего потенциального потока можно считать поверхность цилиндра. Наибольшие деформации в этом потоке имеют место в двух квадрантах, расположенных выше по течению от миделева сечения цилиндра. Благодаря двум указанным выше положениям можно рассчитать диссипацию механической энергии в этих двух квадрантах, используя поле скорости при потенциальном обтекании цилиндра, и полагать, что эта величина определяет затраты мощности на движение цилиндра, обусловленные деформацией набегающего потока. Сопоставив эту мощность с мощностью, необходимой для движения цилиндра единичной длины со скоростью V_∞,

$$P_{\text{ц}} = c\frac{\rho \mathrm{V}_\infty^3}{2} D, \qquad (1)$$

где ρ – плотность жидкости;
c – коэффициент лобового сопротивления,

получим оценку значимости деформации набегающего потока. Отметим, что в мощность $P_{\text{ц}}$ входит диссипация механической энергии во всех трех указанных выше частях поля скорости.

Поле скорости при безотрывном обтекании цилиндра потоком, однородным на бесконечности, имеет потенциал:

$$\varphi(x_1, x_2) = V_\infty \left(x_1 - \frac{D^2 x_1}{4\left(x_1^2 + x_2^2\right)} \right), \quad (2)$$

где x_1 и x_2 – декартовы координаты, ось x_1 направлена вдоль потока.

Диссипативная функция [3]:

$$\varepsilon = \frac{\nu}{2} \sum_{i,j=1}^{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2, \quad (3)$$

где u_i – проекция скорости жидкости на ось x_i, рассчитанная для этого потенциала скорости, имеет вид:

$$\varepsilon = \frac{\nu V_\infty^2}{r^6} D^4, \quad (4)$$

где $r = \sqrt{x_1^2 + x_2^2}$.

Мощность (на единицу длины) $P_{пот}$, диссипированная в двух квадрантах, равна:

$$P_{пот} = \int_{D/2}^{\infty} \rho \varepsilon r dr = 4\pi\rho\nu V_\infty^2. \quad (5)$$

Обозначив через β отношение этой величины к $P_ц$, найдём:

$$\beta = \frac{P_{пот}}{P_ц} = \frac{8\pi}{cRe}. \quad (6)$$

На рис. 2-6 представлены картины обтекания цилиндра при различных числах Рейнольдса, взятые из [4], а в табл.1 значения β, соответствующие этим полям. Значения *c* взяты из [5]; при малых *Re* эти значения уточнены по [6].

Таблица 1

№ п/п	№ рис.	*Re*	*c*	β
1	1	9,6	2,80	0,935
2	2	13,1	2,25	0,923
3	3	26	1,78	0,543
4	4	41,0	1,60	0,382
5	-	100	1,45	0,173
6	-	500	1,10	0,045
7	-	1000	1,0	0,0251
8	5	2000	0,90	0,0140
9	6	10000	1,20	0,00209

Предваряя анализ полученных результатов, отметим, что при симметричном относительно вертикальной плоскости x_1=0 поле скорости (безотрывное обтекание) доли сопротивления наветренной к подветренной частей равны. При образовании отрывного течения в подветренной части (*Re* > 10) поле скорости в гидродинамическом следе характеризуется значительно большими компонентами градиента скорости, чем в наветренной части, и поэтому диссипация энергии в наветренной части должна быть существенно меньше, чем в подветренной. Имея это в виду, а также принимая во внимание, что потери энергии наветренной части связаны не только с деформацией потенциального внешнего потока, но и диссипацией энергии в пограничном слое на поверхности цилиндра, физически оправданные значения β в табл. 1 можно отнести к числам *Re* > 100. Таким образом, указанная в начале статьи схематизация поля скорости вокруг цилиндра с разделением его на три части, которая, как правило, используется при расчете лобового сопротивления, является продуктивной при *Re* > 100.

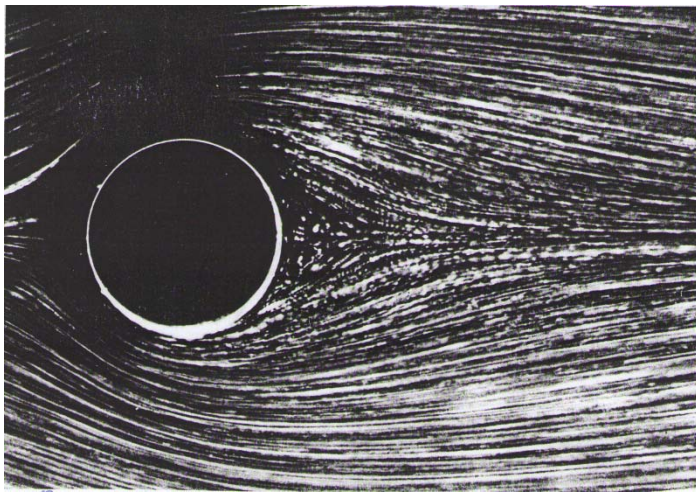

Рисунок 1. Обтекание кругового цилиндра при *Re*=9,6

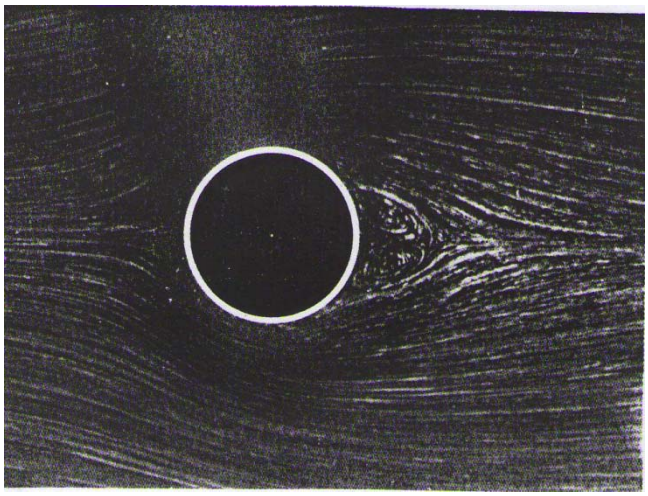

Рисунок 2. Обтекание кругового цилиндра при *Re*=13,1

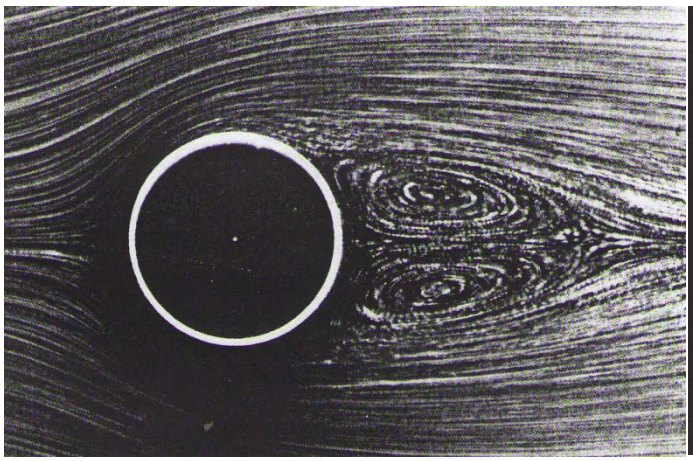

Рисунок 3. Обтекание кругового цилиндра при *Re*=26

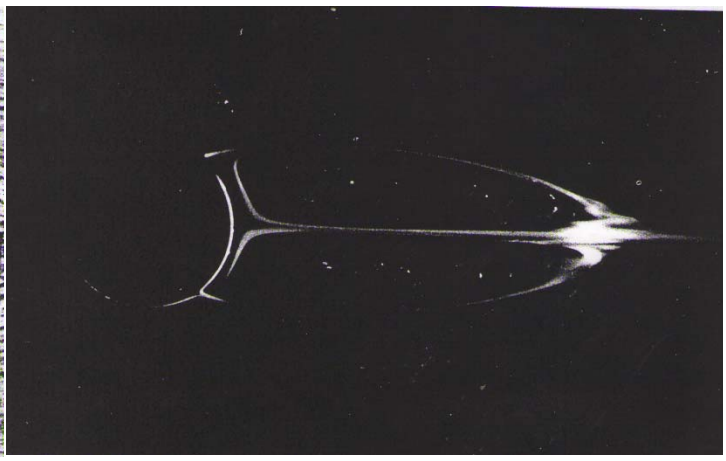

Рисунок 4. Обтекание кругового цилиндра при *Re*=41

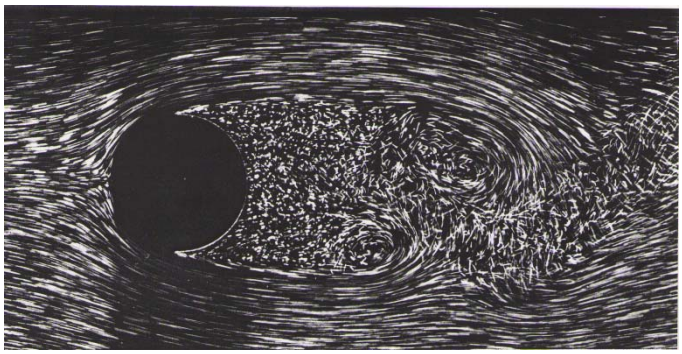

Рисунок 5. Обтекание кругового цилиндра при *Re*=2000

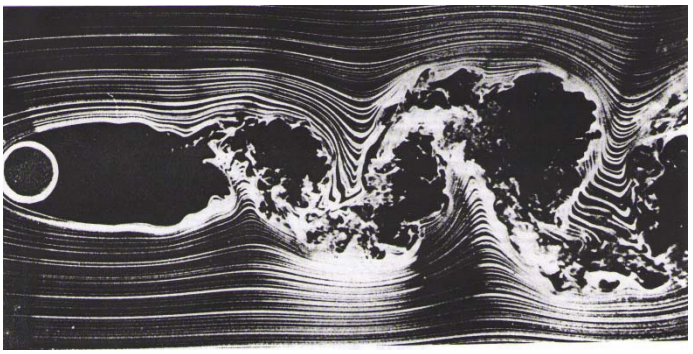

Рисунок 6. Обтекание кругового цилиндра при *Re*=10 000

Литература:

1. Хейз У. Д., Пробстин О. Ф. Теория гиперзвуковых течений. – М. : ИЛ, 1962. 608 с .
2. Смирнов Г. В. Рожденные вихрем. – М. : Знание, 1982. 192 с.
3. Монин А. С., Яглом А. М.Статистическая гидромеханика: В 2ч. Ч.1. М. : Наука, 1965. 640 с.
4. Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа. – М. : Мир,1986. 184 с.
5. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М. : Наука, 1974. 528 с.
6. Бэтчелор Дж. Введение в динамику жидкости. – М. : Мир, 1973. 760 с.

**Артур Давидович Гиргидов, Санкт-Петербург, Россия*
Тел. раб.: +7(812)552-64-01; эл. почта: gidravlika@cef.spbstu.ru

Возможно ли восстановление напора в цилиндрическом закрученном потоке?

Главный инженер проекта Н.С. Харьков*,
ЗАО «СовПлим»;
магистрант М.В. Чамкина;
д.т.н., профессор М.Р. Петриченко,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Ключевые слова: потери напора в закрученном потоке; коэффициент гидравлического трения закрученного потока; интегральный параметр закрутки; отсасывающий патрубок осевой гидромашины.

Закрутка потока, возникающая в качестве побочного эффекта в тех или иных технических устройствах, достаточно быстро убывает по длине канала, например, после последних ступеней малорасходных осевых гидромашин. Можно ли использовать так называемую «дармовую» закрутку потока для трансформации кинетической энергии вращения в кинетическую энергию поступательного движения? Можно ли полностью или частично отказаться от установки спрямляющих аппаратов в некоторых конструкциях осевых гидромашин?

Другими словами, в закрученном потоке, заключенном в цилиндрическую трубу, присутствует затухающая по направлению движения азимутальная компонента скорости u_ε. Существует ли принципиальная возможность *частичного восстановления скоростного напора азимутальной скорости* $\frac{\rho u_\varepsilon^2}{2}$ *в полный напор* (полное давление) поступательного движения? Иначе говоря, не играет ли закрутка роль *скрытого насоса*, поддерживающего поступательное движение вдоль трубы?

Экстремальные свойства винтовых движений, стилизующих закрученные потоки, указывают на возможность реализации преимуществ винтового потока. Действительно, для винтового движения реальной несжимаемой (вязкой) жидкости теорема работ [1] приводит к интегральному тождеству:

$$\oint_A p_0 u_n dA = -\int_V \eta \vec{u} \cdot \mathrm{rot}\, \vec{\omega}\, dV ,$$

где V – контрольный объем, ограниченный контрольной поверхностью A.

Справедливо также тождество Бельтрами [2], определяющее винтовое движение: $\vec{u} = k \vec{\omega}$, откуда $\mathrm{rot}\, \vec{\omega} = \frac{1}{k}(\vec{\omega} + \vec{\omega} \times \mathrm{grad} k)$. Значит, теорему работ для винтового движения можно записать так:

$$\oint_A p_0 u_n dA = -\int_V \eta \omega^2 dV < 0 .$$

Получается следующее.

1. В винтовом потоке диссипируемая мощность пропорциональна не меньше, чем второй степени азимутальной скорости. Учитывая зависимость коэффициента вязкости от скорости, можно предположить, что диссипация механической энергии есть величина $O\left(\|u_\varepsilon\|^3\right)$, $\|u_\varepsilon\|$ – некоторая квадратичная норма скорости.

2. Поскольку в действительном винтовом движении с постоянной вязкостью $\nabla^2 \vec{\omega} = 0$, то справедливо экстремальное условие [3]: $\int_V \left(\nabla \vec{\omega} \right)^2 dV := \left\| \nabla \vec{\omega} \right\|^2 \to \min \geq 0$ и, тем более, $\int_V \omega^2 dV := \left\| \vec{\omega} \right\|^2 \to \min$.

Но такой подход, не противореча логике, не конструктивен. По-видимому, имеет право на существование и такой простейший анализ, основанный на использовании интегральных соотношений теории потоков. Уравнение Бернулли, соединяющее два *близких* сечения A_1, A_2 в установившемся винтовом движении [4]:

$$\int_{A_1}^{A_2} \rho \frac{u_x^2 + u_\varepsilon^2}{2} u_x dA = \int_V \rho \vec{f} \vec{u} dV + \int_{A_1}^{A_2} p_n \vec{u} dA - \int_V \rho \dot{\varepsilon} dV,$$

можно привести к виду:

$$\int_{A_1}^{A_2} \left(p + \frac{\rho u_x^2}{2} - \rho U \right) u_x dA = \int_{A_1}^{A_2} p_{x\varepsilon} u_\varepsilon dA - \int_{A_1}^{A_2} \frac{\rho u_\varepsilon^2}{2} u_x dA - \int_V \rho \dot{\varepsilon} dV,$$

где $p_{x\varepsilon} = \eta \frac{\partial u_\varepsilon}{\partial x}$, η – динамический коэффициент вязкости (при турбулентном движении η – эффективный коэффициент вязкости) [5].

Слагаемое $\Delta P_\varepsilon = \int_{A_1}^{A_2} p_{x\varepsilon} u_\varepsilon dA - \int_{A_1}^{A_2} \frac{\rho u_\varepsilon^2}{2} u_x dA$ можно интерпретировать как *мощность, вводимую в поток напряжениями сдвига* ($\int_{A_1}^{A_2} p_{x\varepsilon} u_\varepsilon dA$) и *отбираемую от осредненного азимутального движения* ($-\int_{A_1}^{A_2} \frac{\rho u_\varepsilon^2}{2} u_x dA$).

На самом же деле, как будет доказано ниже, отбираемая от осредненного азимутального движения мощность положительна [6]: поток кинетической энергии азимутального движения *монотонно убывает* по длине канала. Поэтому $-\int_{A_1}^{A_2} \frac{\rho u_\varepsilon^2}{2} u_x dA > 0$.

Пусть расстояние между сечениями A_1, A_2 равно $\Delta x > 0$. Тогда:

$$\frac{\Delta P_\varepsilon}{\Delta x} = \eta \pi R^2 \frac{d^2 \left\| u_\varepsilon \right\|^2}{dx^2} - \rho v_x \pi R^2 \frac{d \left\| u_\varepsilon \right\|^2}{dx},$$

$$i_\varepsilon := \frac{1}{\dot{m} g} \frac{dP_\varepsilon}{dx} = \frac{\nu}{g v_x} \frac{d^2 \left\| u_\varepsilon \right\|^2}{dx^2} - \frac{1}{g} \frac{d \left\| u_\varepsilon \right\|^2}{dx},$$

где $\|u_\varepsilon\|^2 := \int_0^1 u_\varepsilon^2 y dy$ есть L_2 – норма азимутальной компоненты скорости. Тогда, в силу уравнения Бернулли для винтового потока в целом:

$$J_{e,x} - i_f + i_\varepsilon = 0 .$$

Ясно: восстановление полного напора по сравнению с поступательным движением имеет место, если $i_\varepsilon>0$. Иначе:

$$\frac{\nu}{g v_x}\frac{d^2\|u_\varepsilon\|^2}{dx^2} - \frac{1}{g}\frac{d\|u_\varepsilon\|^2}{dx} > 0 ,$$

где v_x – средняя скорость поступательного движения, $v_x := \frac{Q}{A}$, Q, A – площадь поперечного сечения трубы, Q – расход.

В любом винтовом движении $\|u_\varepsilon\|$ не возрастает (убывает) вдоль потока. Разумно предположить, что в вырождающемся винтовом движении (малые закрутки), сходимость $\|u_\varepsilon\|$ к нулю асимптотическая, т.е. вторая производная от $\|u_\varepsilon\|$ по продольной координате неотрицательна (положительна): $\frac{d^2\|u_\varepsilon\|^2}{dx^2} > 0$, т.е. $\frac{d^2\|u_\varepsilon\|^2}{dx^2} > 0$, что и требовалось доказать.

При сильных закрутках потока можно предположить, что сходимость $\|u_\varepsilon\|$ к нулю не асимптотическая (быстрая), т.е. что закрутка быстро «гаснет». В этом случае знак второй производной от квадрата нормы скорости меняется: $\frac{d^2\|u_\varepsilon\|^2}{dx^2} < 0$, а знак первой производной сохраняется. Необходимое условие восстановления полного напора, $i_\varepsilon > 0$, вообще говоря, может и не выполняться.

Конкретно, пусть $i_\varepsilon = \beta\frac{\|u_\varepsilon\|^2}{gD}$, β – числовой коэффициент, причем случай $\beta\geq 0$ отвечает неубыванию полного напора, D – диаметр трубы. Тогда:

$$\frac{d^2\|u_\varepsilon\|^2}{dx^2} - \frac{v_x}{\nu}\frac{d\|u_\varepsilon\|^2}{dx} - \beta\frac{v_x}{\nu D}\|u_\varepsilon\|^2 = 0 .$$

Тогда решение этого уравнения, убывающее вдоль направления движения, существует, если $\beta\geq 0$. При значениях $\beta \leq -\frac{R_x}{4}, R_x := \frac{v_x D}{\nu}$, R_x – число Рейнольдса, монотонно убывающих решений для нормы азимутальной скорости нет. Колебательные решения отвечают распаду осевого спина.

Очевидно, что увеличение числа Рейнольдса R_x приводит к снижению темпа убывания азимутальной скорости и к «сохранению» начального (в сечении x=0) значения нормы азимутальной скорости. Но частное $\frac{\|u_\varepsilon\|}{v_x}$ отождествляется с мерой закрутки винтового потока, оцениваемой также по отношению интегральных величин (орбитального момента к продольному импульсу) [7].

Получается, что *при уменьшении меры закрутки возможность восстановления полного напора становится вероятной и вполне достижимой.* Или, что тоже, «подкачка» мощности вращательного движения пропорциональна (не больше чем) квадрату азимутальной скорости, диссипация же пропорциональна кубу скорости. При малых закрутках подкачка доминирует над диссипацией, при больших закрутках диссипация превышает «подкачку» мощности.

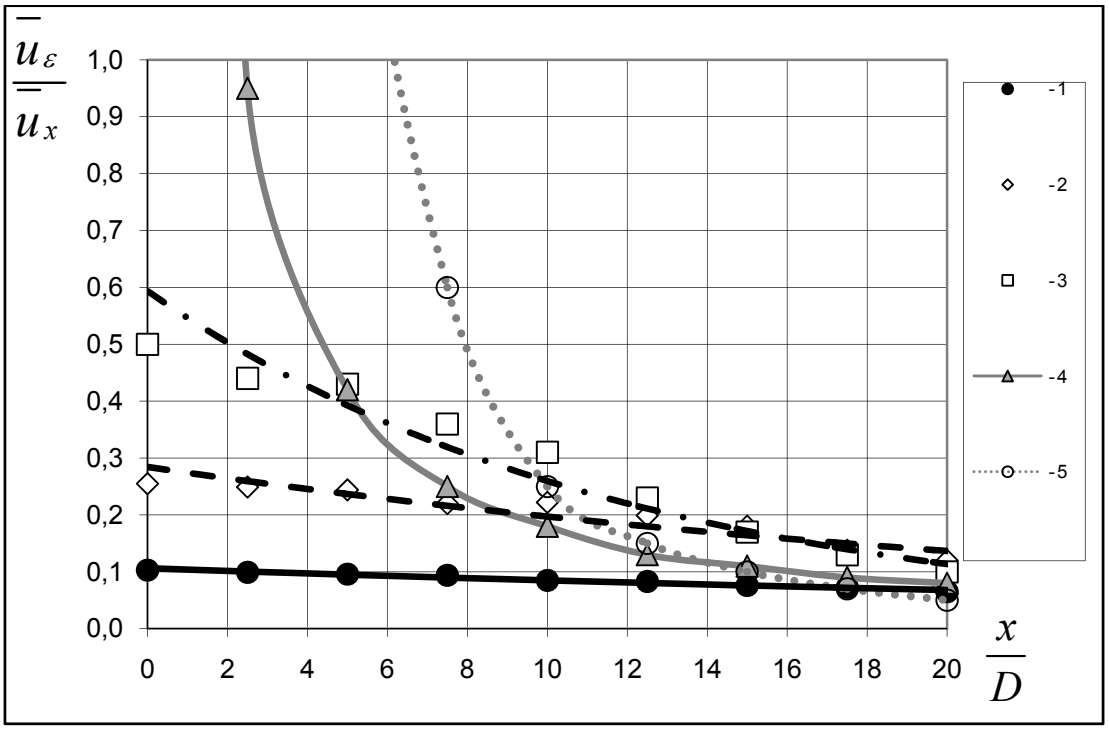

Рисунок 1. Изменение отношения средней в сечении азимутальной и осевой скорости по длине канала в абсолютном значении, $\mathrm{Re}_{Dx} = 1.5 \cdot 10^4$ (численное моделирование) [8]

1: $\Phi^*_{вх} = 0.1$; **2:** $\Phi^*_{вх} = 0.255$; **3:** $\Phi^*_{вх} = 0.5$; **4:** $\Phi^*_{вх} = 4.84$; **5:** $\Phi^*_{вх} = 46$

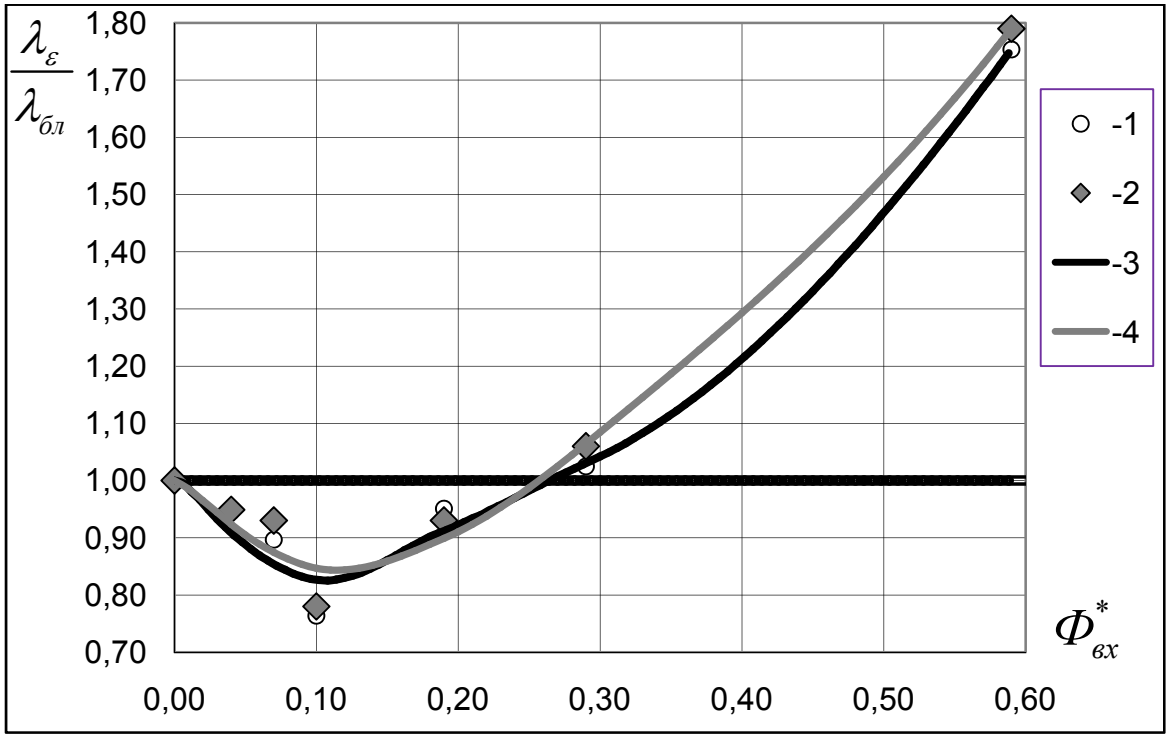

Рисунок 2. Отношение коэффициентов гидравлического трения закрученного и поступательного потоков в зависимости от интегрального параметра закрутки на входе в канал [8].

Опытные данные: 1 – $\mathrm{Re}_{Dx} = 5.9 \cdot 10^4$; **2 –** $\mathrm{Re}_{Dx} = 6.6 \cdot 10^4$;

Интерполяции: 3 – $\mathrm{Re}_{Dx} = 5.9 \cdot 10^4$; **4 –** $\mathrm{Re}_{Dx} = 6.6 \cdot 10^4$

На рис. 1 приводятся результаты измерений азимутальной скорости по направлению винтового потока в цилиндрической трубе.

Вращение вокруг оси трубы создавалось в осевом направляющем аппарате. Интенсивность закрутки потока изменялась за счет изменения угла атаки лопаток в направляющем аппарате. Как видно, падение азимутальной скорости вдоль оси трубы (вдоль потока) асимптотическое при слабых закрутках и быстрое монотонное при больших закрутках потока. Рис. 2 содержит результаты измерения коэффициента гидравлического трения при значении числа в диапазоне R_x=50000…60000 (гидравлически гладкая труба). Значения коэффициента гидравлического трения λ определялось по перепаду *полного* давления и по *полному* скоростному напору в 6 сечениях трубы [9].

Эти результаты показывают, что снижение перепада полного давления вдоль трубы заметно больше инструментальной погрешности эксперимента [10]. При этом, конечно, создание даже небольшой закрутки потока связано с потерями полного давления в направляющем аппарате, аннулирующими выигрыш в потере полного давления на прямолинейном мерном участке трубы.

Однако в том случае, если в конструкции технического устройства предусмотрена установка спрямляющего аппарата, то внесение изменений в его конструкцию, позволяющие получить на выходе степень закрутки потока $\Phi^* \approx 0.1$, дадут экономию потерь энергии, как по длине, так и на спрямляющем аппарате.

Экспериментальная часть настоящей работы выполнена благодаря деятельной помощи со стороны профессора Е.М. Смирнова, заведующего кафедрой гидроаэродинамики ГОУ СПбГПУ.

Литература:

1. Сполдинг Д. Б., Патанкар С. В. Численные методы решения задач динамики жидкости и теплообмена. М. : Атомиздат, 1984. 148 с.
2. Ибрагимов Н. Х. Группы преобразований в математической физике. М. : Наука, 1983. 280 с.
3. Петриченко М. Р., Харьков Н. С. Экстремальные свойства спиновых потоков // Труды РНКТ-4. М. , 2006. Том 2. С. 130-133.
4. Петриченко М. Р., Харьков Н. С. Экспериментальное исследование пропускной способности цилиндрического канала при малой интенсивности закрутки потока // Вестник МАНЭБ. 2008.Том 14, выпуск 2. С. 129-133.
5. Гиргидов А. Д. Механика жидкости и газа (гидравлика): Учебник для вузов Изд. 4-е, испр., доп. СПб. : Изд-во СПбГПУ, 2008. 576 с.
6. Петриченко М.Р., Харьков Н. С. Гидравлические потери на основном участке цилиндрического канала при малой интенсивности закрутки // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2008. № 63. С. 237-242.
7. Митрофанова О. В. Методы математического моделирования гидродинамики и теплообмена закрученных потоков в каналах с завихрителями: Дис. д-ра техн. наук: 01.04.14. М. , 2003. 321 с.
8. Харьков Н. С. Потери напора по длине в винтовом цилиндрическом потоке (область низких закруток): Автореф. канд. техн. наук: 05.23.16. СПб. , 2010. 14 с.
9. Петриченко М. Р., Харьков Н. С. Экспериментальное исследование насосного действия винтового потока // Журнал технической физики. 2009. Том 79, выпуск 7. С. 137-139.
10. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Изд. 3-е, доп. и исправл. Л. : Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. 480 с.

**Никита Сергеевич Харьков, Санкт-Петербург, Россия*

Тел. моб.: +7(906)255-02-43; эл. почта: mail@lira-spb.ru

Энергоэффективность и экономическая целесообразность применения систем искусственного климата на базе вихревой трубы

Д.т.н., профессор А.С. Носков;
аспирант А.В. Хаит*;
студентка А.П. Бутымова;
к.э.н., доцент С.Ю. Плешков,
ГОУ Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина;
главный конструктор А.В. Ловцов,
ООО «КБ «ЧКЗ-ЮГСОН»

Ключевые слова: вихревая труба, вихревой тепло- и холодогенератор, искусственный микроклимат, системы отопления и кондиционирования, энергосбережение, энергетическая эффективность, экологическая безопасность, исключение хладагентов, экономическая целесообразность.

Искусственный климат — это микроклимат, искусственно создаваемый в закрытом помещении. Микроклимат помещения характеризуется совокупностью температур воздуха и внутренних поверхностей, относительной влажностью и подвижностью воздуха. Значения этих параметров определяют в зависимости от назначения помещения и времени года, исходя из требований нормального протекания технологического процесса и комфорта находящихся в помещении людей.

В статье рассматривается система искусственного климата хладокомбинатов, основное назначение которых – хранение различных продуктов питания. В таких помещениях определяющим параметром является низкая температура, обеспечивающая сохранность продукции.

В Российской Федерации на сегодняшний день существует около 168 крупных хладокомбинатов, большинство из которых, как и 70 лет назад, используют в качестве холодогенерирующего устройства парокомпрессионные машины (чиллеры), работа которых основана на теплоэнергетических циклах хладагентов (фреон, аммиак и т.д.).

Большая часть данных хладокомбинатов построены по типовым проектам 50-60-х годов прошлого века и не соответствуют современным требованиям промышленной безопасности. На холодильных объектах в большинстве случаев используются аммиакоемкие системы охлаждения камер с централизованными разветвленными насосно-циркуляционными схемами непосредственного кипения аммиака. В трубных приборах охлаждения (пристенные и потолочные батареи) находится большое количество аммиака, которое зачастую на каждом объекте исчисляется десятками тонн. Перевод систем охлаждения камер на менее аммиакоемкие практически не реализуется.

Вопрос преимущественного использования аммиака и фреона решен положительно во всем мире, несмотря на то, что у этих веществ имеется ряд серьезных недостатков. В частности:

- утечки хладагентов наносят существенный урон экологии планеты;
- вещества обладают высокой токсичностью и относятся к четвертому классу опасности (предельно допустимая концентрация аммиака в рабочих помещениях должна быть не выше 20 мг/м^3); однако даже при более слабой концентрации характерный запах аммиака в случае его появления вызывает дискомфорт, раздражение слизистых оболочек; при более высоких концентрациях появляются серьезные затруднения дыхания вплоть до удушья;
- вещества являются взрывоопасными (при концентрации в воздухе 200-300 г/м^3 возникает угроза взрыва; температура самовоспламенения равна 650°С);
- вещества создают опасность ожогов при растворении в воде, поскольку этот процесс сопровождается выделением значительного количества тепла;
- вещества имеют высокую температуру нагнетания при сжатии в холодильных компрессорах.

В концепции целевой программы «Национальная система химической и биологической безопасности Российской Федерации» (2009-2013 годы) особым образом была отмечена необходимость создания новых холодильных систем с малой массой аммиака в единичном блоке, в частности автономных машин – чиллеров с малой удельной аммиакоемкостью (до 50–100 г/кВт).

Также в соответствии с этой концепцией общая потребность в чиллерах в России превышает 5 тыс. машин. В то же самое время российская промышленность таких машин не изготавливает. Вместе с тем в разрабатываемых проектах предусматривается использование чиллеров зарубежного производства. Каждый такой проект делает Российскую промышленность все более зависимой от западных стран.

Вихревые трубы Ранка-Хилша как холодо- и теплогенераторы

Одним из альтернативных способов получения холода является эффект Ранка-Хилша. Данный эффект проявляется в закрученном потоке вязкой сжимаемой жидкости и реализуется в устройстве, называемом вихревой трубой.

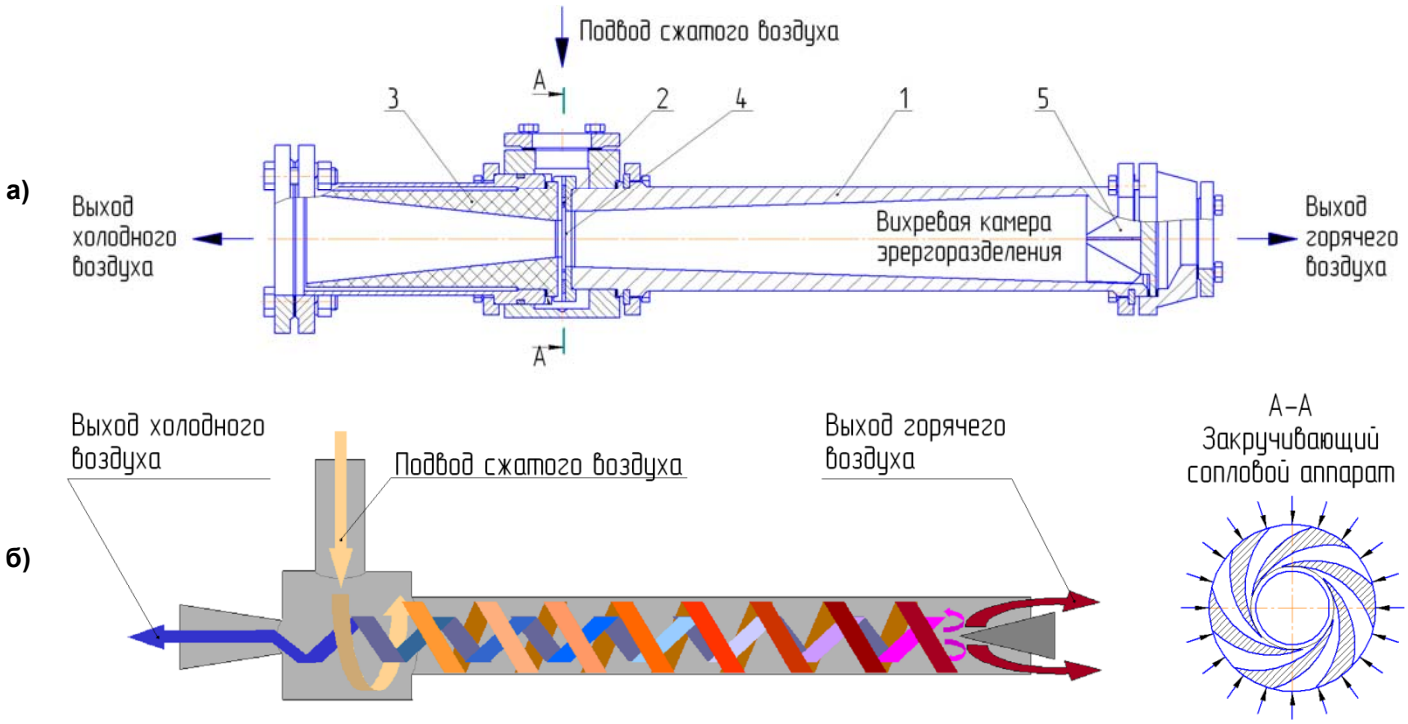

Рисунок 1. Разделительная вихревая труба:
а) конструкция разделительной вихревой трубы;
б) схема течения газа в разделительной вихревой трубе;
1 – коническая камера энергоразделения; 2 – закручивающий сопловой аппарат (сопловой ввод);
3 – диффузор холодного потока; 4 – диафрагма для отбора холодного потока;
5 – развихритель горячего потока

Вихревая труба представляет собой цилиндрическую или коническую трубу, к одному краю которой тангенциально подводится сжатый воздух (рис. 1). Подводимый тангенциально газовый поток формирует свободный вихрь в камере энергоразделения, причем периферийная часть данного вихря оказывается нагретой и отводится через один конец вихревой трубы, центральная же часть охлаждается и отводится через противоположный конец. Вихревые трубы, работающие по изложенному принципу, называют разделительными.

С целью увеличения энергетических показателей холодильных систем имеется возможность применения двухконтурной вихревой трубы [1], схема которой приведена на рис. 2.

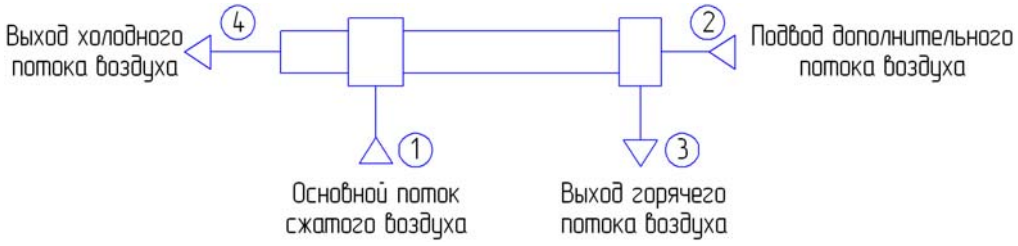

Рисунок 2. Принципиальная схема двухконтурной вихревой трубы

Основное отличие принципа работы двухконтурной вихревой трубы от рассмотренной выше разделительной вихревой трубы заключается в том, что холодный поток 4 формируется в основном из специальным образом организованного дополнительного потока 2 (рис. 2). При этом горячий поток 3 формируется из основного потока сжатого воздуха 1. Таким образом, схема течения газа в вихревой трубе состоит из двух контуров:

1) пристеночный вихревой поток от основного входа вихревой трубы 1 по направлению к выходу горячего потока 3;

2) приосевое вихревое течение от входа дополнительного потока 2 по направлению к выходу холодного потока 4.

Двухконтурные вихревые трубы позволяют существенно сократить потребную мощность на получение заданного холодильного потока за счет увеличения расхода холодного воздуха при сохранении его температуры.

Вихревые трубы имеют ряд положительных свойств по отношению к парокомпрессионным машинам (чиллерам).

1. Главным преимуществом систем на базе вихревой трубы является отсутствие каких-либо хладагентов и теплоносителей (в качестве теплоносителя используется воздух).

2. Конструкция вихревой трубы является простой, что приводит к уменьшению трудоемкости изготовления, а также монтажа и обслуживания.

3. Отсутствуют подвижные части, что значительно повышает надежность всей системы в целом.

4. Вихревая труба является малоинерционным агрегатом. Время выхода вихревой трубы на номинальный режим работы после подачи сжатого газа на вход составляет несколько секунд. Это обстоятельство позволяет с высокой точностью и практически мгновенно регулировать тепловой режим работы.

5. Возможно гибкое регулирование для оптимизации параметров холодильно-нагревательной системы в целом.

6. Побочным продуктом работы вихревой трубы в режиме холодогенератора является избыточный тепловой поток, который может быть использован в отопительных целях в зимнее время года.

Единственным недостатком существующих на сегодняшний день конструкций вихревых труб является относительно низкий изоэнтропный КПД, который определяется отношением разностей энтальпий в идеальном и реальном процессе течения газа:

$$\eta = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2^u},$$

где i_1, i_2 – энтальпии газа на входе и выходе из соплового ввода в реальном процессе течения;
i_2^u – энтальпия газа в конце идеального адиабатического расширения.

Для наилучших конструкций вихревых труб, широко описанных в литературе, данный показатель не превышает отметки в 40%. Однако в работах [1], [2], [3] приводятся данные экспериментальных исследований, которые показывают принципиальную возможность увеличения изоэнтропного КПД вихревых труб до уровня 45–50 %. Также автор статьи [4] упоминает о разработках вихревых труб, которые имеют показатель изоэнтропного КПД на уровне 70–80%. Кроме того, следует отметить, что применяемые сегодня конструктивные решения вихревых труб не являются оптимальными, поскольку были получены путем проведения ограниченного количества натурных экспериментов.

Оценка энергетической и экономической целесообразности применения холодильно-нагревательных систем на базе вихревых труб вместо парокомпрессионных машин (чиллеров)

Для оценки энергетической и экономической целесообразности применения холодильной установки на базе существующей на текущий момент времени двухконтурной вихревой трубы рассмотрим холодильную систему, реализованную на одном из хладокомбинатов г. Екатеринбурга. Принцип работы холодильной системы данного хладокомбината основан на использовании парокомпрессионных холодильных машин (чиллеров).

В компрессорном цехе рассматриваемого хладокомбината установлено оборудование (табл. 1), которое обеспечивает необходимый холодильный поток для поддержания заданных температур в холодильных камерах.

В случае рассматриваемого хладокомбината наиболее целесообразным будет использование нескольких отдельных холодильных систем на базе вихревой трубы, каждая из которых будет работать на одну или несколько сходных холодильных камер. Это позволит осуществлять отключения отдельных холодильных камер, а также обеспечит дополнительное резервирование. В идеале оптимальное количество холодильных установок необходимо определять из условия минимизации капитальных и эксплуатационных затрат.

Таблица 1. Технические данные по оборудованию компрессорного цеха хладокомбината

Оборудование	Количество, шт.	Мощность, кВт	Холодопроизво-дительность, кВт	Количество работающих единиц, зимний режим	Количество работающих единиц, летний режим
Компрессор ДАОН-175	2	315	175	-	1
Компрессор ВХ-260	1	75	260	-	-
Компрессор АУ-200	2	66	200	1	-
Компрессор БАУ-200	1	60	200	1	-
Насос 3К-4А	2	10		2	2
Насос К 20/30	2	5,5		1	1
Насос К 290/30	1	37		-	1
Конденсатор Я-29-ИК3-375	6	6,6		6	6

Для оценки энергетики установки на базе вихревой трубы была выбрана одна холодильная камера с наименьшим строительным объемом. Он составляет 2 380 м^3, или 7% от общего строительного объема всех холодильных камер ($V_{сумм}$=33 300 м^3). Расчеты были произведены для месяца с максимальным потреблением электрической энергии (июнь) – 210 000 кВт · час. При этом потребная холодильная мощность составляет Q=20,6 кВт, удельная холодильная мощность q=8,64 Вт/м^3.

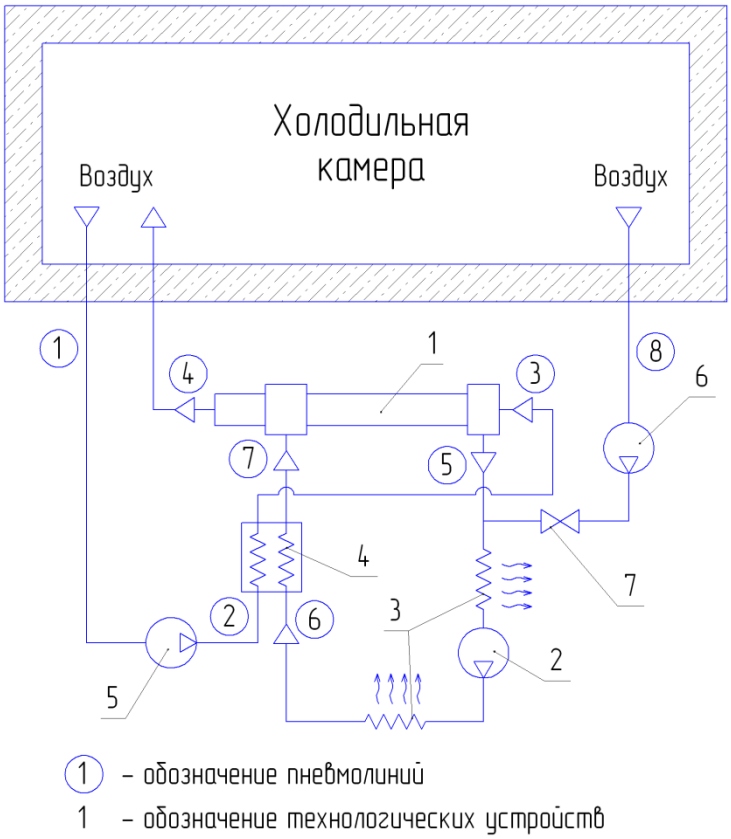

Рисунок 3. Принципиальная схема холодильной установки на базе вихревой трубы. 1 – Вихревая труба с дополнительным потоком; 2 – компрессор; 3 – противоточный теплообменный аппарат; 4 – прямоточный теплообменный аппарат; 5 – воздуходувка, 6 – винтовой компрессор; 7 – кран (в номинальном режиме работы установки кран закрыт)

Схема холодильной установки на базе двухконтурной вихревой трубы для рассматриваемого хладокомбината приведена на рис. 3. Принцип работы данной установки заключается в следующем.

Воздух из холодильной камеры по пневмопроводу 1 (рис. 3) поступает в воздуходувку 5, где сжимается до давления Ризб = 30 кПа. Затем воздух подается в теплообменный аппарат 4 по линии 2 и далее на вход дополнительного потока вихревой трубы по линии 3. Теплообменный аппарат 4 служит для выравнивания температур воздуха на входах в вихревую трубу (линии 3 и 7). Проходя через вихревую трубу, воздух охлаждается и далее по линии 4 возвращается обратно в холодильную камеру.

В то же самое время на основной вход вихревой трубы по пневмолинии 7 подается воздух, предварительно сжатый в компрессоре 2 до избыточного давления 2,4 МПа. Пройдя через вихревую трубу, воздух нагревается и выходит по пневмолинии 5, при этом его давление падает.

После этого горячий поток воздуха охлаждается в теплообменных аппаратах 3 до температуры окружающего воздуха и сжимается в компрессоре 2. После этого воздух подается по линии 6 на вход в теплообменный аппарат 4. Тепловой поток, снимаемый с теплообменных аппаратов 3, можно использовать в целях отопления или в других технологических процессах.

Теплообменный аппарат 4 предназначен для выравнивания температур воздуха, подаваемого на вход основного потока вихревой трубы по пневмолинии 7 и дополнительного потока по пневмолинии 3. Для создания начального избыточного давления в системе 1,2 МПа при запуске установки используется винтовой компрессор 6. В номинальном режиме работы установки кран 7 закрыт, а компрессор 6 отключен.

Основные расчетные параметры работы установки сведены в табл. 2.

Таблица 2. Основные расчетные параметры работы установки на базе вихревой трубы

Наименование параметра	Величина
Температура окружающего воздуха (принята согласно [5]), °С	23,1
Температура в холодильной камере, °С	-18
Температура недорекуперации в теплообменных аппаратах*, °С	5
Температура холодного потока воздуха после вихревой трубы, °С	-68,2
Доля холодного полтока вихревой трубы**	1,2
Производительность компрессора 2, нм^3/мин	16

* – величина недоохлаждения (недонагрева) воздуха в противоточных теплообменных аппаратах;
** – отношение массового расхода холодного воздуха к массовому расходу подводимого сжатого воздуха.

Расчет геометрических параметров вихревой трубы заданной производительности был выполнен при помощи компьютерной программы. Результаты расчета: диаметр отверстия диафрагмы 28 мм; длина конусной части 465,6 мм; угол конусности 3,5°; диаметр трубы в начале конусной части 46,6 мм.

По найденным параметрам было подобрано оборудование для холодильной установки на базе вихревой трубы.

1. Винтовой компрессор U-132/13 предназначен для создания начального давления в системе (компрессор 6 на схеме, рис. 3). Производительность 16 нм^3/мин, мощность 132 кВт.

2. Ротационный компрессор – сжатие от 1,3 до 2,5 МПа, производительность 1,5 м^3/мин, мощность электродвигателя 27,4 кВт (компрессор 2 на схеме, рис. 3).

3. Воздуходувка OMEGA GM 60S, производительность 20,1 м^3/мин, создание давления на выходе 0,13 МПа, мощность двигателя 15 кВт.

4. Противоточный теплообменный аппарат ХВ 60-1 70 предназначен для охлаждения воздуха после его выхода из горячего конца вихревой трубы, производительность 115 нм^3/час, охлаждение от 128 до 28°С. Для охлаждения используется вода, расход 0,38 м^3/час.

5. Противоточный теплообменный аппарат ХВ 40-1 60 предназначен для охлаждения воздуха после его выхода из компрессора, производительность 54 м^3/час, охлаждение от 90 до 28°С. Для охлаждения используется вода, расход 0,34 м^3/час.

6. Прямоточный теплообменный аппарат ХВ 60-1 70 установлен перед вихревой трубой, расход холодного теплоносителя 1201 м^3/час, расход горячего теплоносителя 54 м^3/час.

7. Циркуляционный насос ЦНЛ 25/70-0,18/2, для подачи воды в противоточные теплообменные аппараты ХВ 60-1 70 и ХВ 40-1 60, подача 3,5 м^3/час, напор 3 м, мощность электродвигателя 0,18 кВт.

В табл. 3 приведены среднегодовые энергетические показатели работы рассматриваемой холодильной установки на базе вихревой трубы.

Таблица 3. Среднегодовые энергетические показатели работы холодильной установки на базе вихревой трубы

Наименование оборудования	Установленная мощность, кВт	Годовая продолжительность работы, час.	Годовое потребление электроэнергии, кВт·час
Ротационный компрессор	27,4	8760	112 160
Воздуходувка	15	8760	61 400
Винтовой компрессор	9,42	576	2 536
Насос	0,18	8760	740
Итого			176 836

Как было отмечено выше, рассматриваемая холодильная установка на базе вихревой трубы обеспечивает холодоснабжение одной камеры холодокомбината. Для обеспечения функционирования всего хладокомбината необходимо 14 аналогичных установок. При этом суммарное количество потребленной электроэнергии за год составит 2 476 000 кВт·час.

В соответствии с учетными данными, имеющимися на хладокомбинате, электропотребление установленного на текущий момент времени холодильного оборудования за 2009 г. составило 1 900 000 кВт · час. Отсюда можно сделать вывод о том, что холодильная установка на базе вихревой трубы в состоянии обеспечить уровень энергопотребления, сопоставимый с существующими парокомпрессионными машинами (чиллерами).

Для оценки экономической целесообразности применения холодильной установки на базе вихревой трубы взамен существующей на рассматриваемом хладокомбинате были рассчитаны как капитальные, так и эксплуатационные затраты для каждой установки. В расчетах был принят тариф на электроэнергию, равный 2,52 руб. / кВт · час.

Таблица 4. Итоговые показатели экономической эффективности рассматриваемых холодильных установок

№ п/п	Наименование параметра	Вариант установки		Изменение показателя (положительное значение – экономия, отрицательное – перерасход)
		Существующая установка на базе чиллера	Установка на базе вихревой трубы	
1	Капитальные затраты, руб./м^3	496,8	456,4	
2	Годовые затраты на эксплуатацию, руб./м^3:			
	Электроэнергия	145,4	184,5	-39,08
	Холодная вода	1,08	0,38	0,7
	Масло	2,47	2	0,47
	Аммиак (включая доставку)	7,5	0	7,5
	Ремонт	3,92	1,9	2,02
	Заработная плата персонала	51,4	14,4	37
3	Суммарные годовые эксплуатационные затраты, руб./м^3	211,7	203,1	8,59
4	Годовые Амортизационные отчисления, руб./м^3	33,3	23,1	10,15
5	Условно-годовая экономия на эксплуатацию, руб./год			625 000
6	Условно-годовая экономия на эксплуатацию с учетом разницы капитальных затрат, руб./год			1 970 000

Несмотря на относительно низкие энергетические показатели холодильной установки на базе вихревой трубы, приведенные в табл. 4 величины говорят об экономической целесообразности применения последней вместо существующей на рассматриваемом хладокомбинате парокомпрессионной установки (чиллера). Данный результат достигается за счет перечисленных выше преимуществ вихревой трубы, а именно за счет снижения затрат на обслуживание.

Основные выводы

На примере проведенного технико-экономического анализа была показана принципиальная конкурентоспособность холодильно-нагревательных систем на базе вихревой трубы. Результаты данного анализа могут быть распространены и на другие холодильно-нагревательные системы.

1. Крупномасштабные холодильно-нагревательные системы могут быть применены в качестве систем отопления и кондиционирования бытовых, промышленных, складских и других строений.
2. Маломасштабные установки могут быть применены в коттеджах, отдельных квартирах и помещениях. Не менее перспективным является применение климатических систем на базе вихревых труб на транспорте.

Кроме того, с учетом потенциальной возможности увеличения показателя изоэнтропного КПД вихревых труб до уровня 80% энергопотребление установок на их основе в ближайшее время может быть значительно уменьшено.

Таким образом, установки на базе вихревой трубы можно считать одним из перспективных направлений развития холодильно-нагревательной техники.

Литература:

1. Пиралишвили Ш. А., Поляев В. М., Сергеев М. Н. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения / Учебно-научный производственный центр «Энергомаш». М., 2000. 415 с.
2. Суслов А. Д., Иванов С. В., Мурашкин А. В. Вихревые аппараты. М.: Машиностроение, 1985. 250 с.
3. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в техники. М.: Машиностроение, 1969 г. 185 с.
4. Азаров А. И. Вихревые трубы нового поколения // Конструктор. Машиностроитель. 2007. №3. С. 18–24.
5. СНиП 23-01-99 «Строительная климатология». 67 с.
6. Пиралишвили Ш. А. Кондиционирование и вентиляция / РГАТА. Рыбинск, 2002. 78 с.
7. Пархимович А. Ю. Имитационное моделирование температурной стратификации закрученных потоков в вихревых хладогенераторов : Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Уфа, 2008. 124 с.
8. Соловьев А. А. Численное и физическое моделирование процессов энерго и фазоразделения в вихревых трубах : Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Уфа, 2008. 152 с.
9. Фузеева А. А. Численное моделирование температурной стратификации в вихревых трубах // Математическое моделирование. 2006. С. 113–120.
10. Derksen J. J. Simulations of confined turbulent vortex flow // Computers & Fluids. 2005. 34. P. 301–318.
11. Saeid Akhesmeh, Nader Pourmahmoud, Hasan Sedgi. Numerical study of the temperature separation in the Ranque-Hilsch vortex tube // American J. of Engineering and Applied Sciences. 2008. 1 (3). P. 181–187.
12. Kun Chang, Qing Li, Gang Zhou, Qiang Li. Experimental investigation of vortex tube refrigerator with a divergent hot tube // International journal of refrigeration. 2011. 34. P. 322 – 327.

**Анатолий Вильич Хаит, Екатеринбург, Россия*

Тел. моб.: +7(902)26-02-256; эл. почта: hait@mail.ru

Особенности сорбционно-каталитической очистки воздуха в помещениях обитания человека в условиях крупных городов

Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой Н.И. Ватин;
к.х.н., доцент В.Н. Чечевичкин;
инженер А.В. Чечевичкин*,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Ключевые слова: фильтр; воздух; газ; город; загрязнение; сорбционный; оборотный; выделения; аэрозоли; вредные вещества.

Одним из факторов, определяющих существование и развитие человека, является окружающая среда. Человек как биологическая система есть часть живой природы, и в то же время он требует постоянной защиты от её неблагоприятных воздействий. Здания и помещения обитания человека, в закрытом пространстве которых он проводит большую часть своего времени (до 90%), играют в основном защитную роль. [1]

Искусственная среда обитания внутри замкнутых объектов (зданий и помещений) требует наличия чистой воздушной атмосферы, и при нарушении этого требования может рассматриваться как серьёзный фактор негативного влияния на здоровье человека. [2]

До недавнего времени проблема подачи чистого воздуха в здания и помещения решалась простым способом отвода загрязнённого воздуха и подвода чистого системами приточно-вытяжной вентиляции. Однако в условиях плотной застройки крупных городов и наличия всё возрастающего технико-антропогенного загрязнения воздушной атмосферы над ними подобные решения малоэффективны, а следовательно, потенциально опасны для здоровья человека.

Основными загрязнителями воздушной атмосферы крупных городов являются промышленные выбросы и транспорт [3], а также неудовлетворительная работа коммунальных служб. Основными компонентами транспортного смога помимо микрокапель воды являются [4]:

- выделение углеводородов из топливных баков автомобилей;
- твердые аэрозоли, содержащие оксиды металлов и сажу (той или иной степени метаморфизации);
- жидко-капельные топливные аэрозоли;
- продукты неполного сгорания топлива (пиролитические компоненты, в том числе полиароматические вещества);
- оксиды азота, угарный и сернистый газы.

Максимальные концентрации этих чрезвычайно опасных для здоровья человека веществ наблюдаются в городах на узких улицах с высокими зданиями, «колодцах» внутренних дворов, перекрестках улиц и вблизи светофоров.

Резкое увеличение количества автомобилей в последнее время привело не только к увеличению поступления общего количества выбросов, но и к многочисленным и постоянным пробкам практически на всех магистралях в центрах крупных городов. Последнее обстоятельство резко повлияло на степень загазованности этих магистралей и привело к катастрофическому умиранию растительности на них (особенно деревьев, растущих вдоль зон «хронических пробок»).

Жидкие среды из автотранспорта (топливо, смазочные материалы, антифризы и др.) попадают на асфальтовое покрытие, что приводит к его разрушению и выделению (особенно в жаркую погоду) летучих продуктов асфальтовых смол [5, 6]. Особенно эти воздействия проявляются на коллективных стоянках, автозаправочных станциях, а также в зонах «хронических пробок».

Продукты неполного сгорания топлива представляют собой смесь твердых (сажа и продукты конденсации) и газообразных (оксипроизводные, полиароматические углеводороды) веществ различной химической природы. Некоторые из них (особенно полиароматические углеводороды пиренового ряда) крайне опасны. [3, 6]

Выделения из топливных баков автомобилей, представляющие собой широкий спектр различных предельных углеводородов, особенно заметны в безветренную погоду [4].

Твердые аэрозоли поступают в окружающую среду из выхлопных газов автотранспорта (сажа, оксиды), дымовых газов ТЭЦ и котельных, вентиляционных выбросов электрометаллургических предприятий (оксиды железа и других металлов). Жидкие аэрозоли образуются при контакте водяных паров атмосферы с газообразными выбросами щелочного и кислого характера, что может приводить к образованию микрокапельного (в основном кислотного) смога. Другими компонентами этого смога являются водно-

капельные аэрозоли, образующиеся на скоростных автомагистралях при высокой интенсивности движения в дождливую погоду.

Концентрация сернистого газа в дымовых и выхлопных газах зависит от содержания серы в топливе (например, в сыром бензине содержание сульфидов металлов и дисульфидов, являющихся источником сернистого газа при их сгорании, может достигать 0,1% веса, а в мазуте до 3%). [4]

Оксиды азота поступают в атмосферу городов в основном из промышленных вентиляционных выбросов электрометаллургических производств («лисьих хвостов») и в результате небольшого, но массированного и регулярного поступления из автомобильных выхлопных газов. Оксиды азота относятся к плохосорбируемым веществам. [3, 7]

Угарный газ (оксид углерода), также относящийся к плохосорбируемым и токсичным веществам, представляет собой сложный объект очистки, требующий наличия соответствующего низкотемпературного катализатора и отсутствия влаги в воздухе. [7, 8]

Еще одним источником загрязнения внешней атмосферы городов может являться сероводород, который образуется в результате микробиологического разложения белков в канализационных и ливневых коллекторах [9] при их нерегулярной и ненадлежащей очистке службами ЖКХ. В безветренную погоду, особенно во дворах-колодцах, концентрация сероводорода из люков ливневой канализации может быть значительной.

В крупных городах, в силу ряда причин, иногда возникают возгорания бытового мусора, приводящие к значительной задымленности ограниченных территорий. Опасность этих загрязнений атмосферы, кроме дымовых аэрозолей, заключается ещё и в том, что при горении пластмасс (упаковка продуктов, одноразовая посуда, изоляционные материалы и др.) в воздухе образуется ряд очень токсичных веществ, в том числе хлорорганических, таких, например, как диоксины, фосген и хлорфосген. [7]

В последнее время все острее становится проблема загрязнения воздуха в крупных городах весной после таяния снега и обнажения скрытых под ним органических отходов, которые скапливаются за зиму на газонах под деревьями и кустарниками и т.д. Эти отходы, формируемые из разлагающихся фекалий домашних животных, мертвых птиц и грызунов, а также пищевых отходов человека, накапливаются за зиму под снегом и имеют весной характер залпового выброса. После их высушивания и диспергирования под действием ветра, дождя и солнца, они являются источником крайне опасных в санитарном отношении аэрозолей бактериальной, вирусной и аллергенной природы.

Как видно из вышесказанного, спектр загрязнений внешней атмосферы в крупных городах достаточно широк. По этой причине высококачественная очистка забираемого с улицы воздуха, поступающего в жилые помещения крайне сложна и должна проводиться системами очистки, имеющими в своем составе не только противоаэрозольные (противопылевые) элементы, но и сорбционно-каталитические системы, рассчитанные на широкий спектр загрязнений. Ситуация осложняется постоянной высокой влажностью наружного воздуха, которая снижает качество его очистки.

При столь сложной ситуации с очисткой наружного воздуха становится актуальной и экономически рентабельной проблема очистки воздуха, циркулирующего внутри зданий и помещений.

Основными загрязнителями воздуха внутри зданий и помещений, связанными с деятельностью человека, являются:

- сероводород и аммиак (а также некоторые меркаптаны, дисульфиды и амины) при пользовании туалетами и бытовыми холодильниками;
- аэрозоли масел и продукты их неполного сгорания при приготовлении пищи;
- формальдегид и другие летучие вещества, выделяемые из мебели на основе клеевой ДСП (ДВП), строительно-отделочных пластиков и красок;
- хлор и хлорпроизводные при дегазации холодной водопроводной воды при ее смешивании с горячей в душевых кабинах и ваннах; возможно также выделение газообразного сероводорода при использовании горячей воды сетей ГВС недостаточного качества;
- озон при работе современных копировальных аппаратов в офисах;
- газообразные продукты жизнедеятельности человека и домашних животных;
- избыток влаги и углекислого газа при нахождении значительного числа людей в здании или помещении.

В замкнутых помещениях концентрации этих веществ могут накапливаться и достигать высоких значений, представляющих угрозу для здоровья человека. В «загазованных» районах крупных городов удалить эти вещества путем проветривания еще более грязным воздухом с улицы (без предварительной очистки) не представляется возможным.

Очистка воздуха, циркулирующего внутри здания (помещения) привлекательна еще и тем, что позволяет (особенно в зимнее время) экономить тепло.

Как видно из вышесказанного, задача очистки внутреннего воздуха в помещении, представляющего собой смесь очень многих веществ разной химической природы, на фоне высокой влажности является крайне сложной даже в теоретическом плане.

В настоящее время подавляющее большинство кондиционеров бытового назначения не оборудованы системами сорбционно-каталитического удаления вредных газов и паров. Эти системы обеспечивают удаление частиц пыли (но не аэрозолей и дымов), нагрев/охлаждение и корректировку влажности воздуха. В некоторых устройствах применяют сорбционные элементы тканевой структуры, с малым аэродинамическим сопротивлением, не рассчитанные на работу со значительными концентрациями вредных веществ даже одного класса, не говоря уже об очистке воздуха от всего комплекса загрязнений.

Наиболее успешным решением рассматриваемых проблем было бы применение систем очистки, подобных тем, которые используются для очистки воздуха от отравляющих и других сильнодействующих веществ на промышленных гермообъектах, объектах гражданской обороны и военных объектах (типа фильтро-вентиляционных агрегатов). [7, 10÷13] Однако, на сегодняшний день эта техника недоступна для широкого (бытового) использования.

Обе проблемы: очистка наружного воздуха, подаваемого с улицы в здание (помещение), и очистка внутренней атмосферы в нем – могут быть решены путем создания высокоэффективных фильтрующе-сорбционно-каталитических установок. Такие установки являются высоконапорными, т.е. требуют значительной мощности и напора применяемых в них побудителей расхода, поскольку аэродинамическое сопротивление сорбционно-каталитической шихты и фильтрующих материалов этих устройств изначально не может быть малым.

Рисунок 1. Внешний вид трехкамерного сорбционно-каталитического фильтра

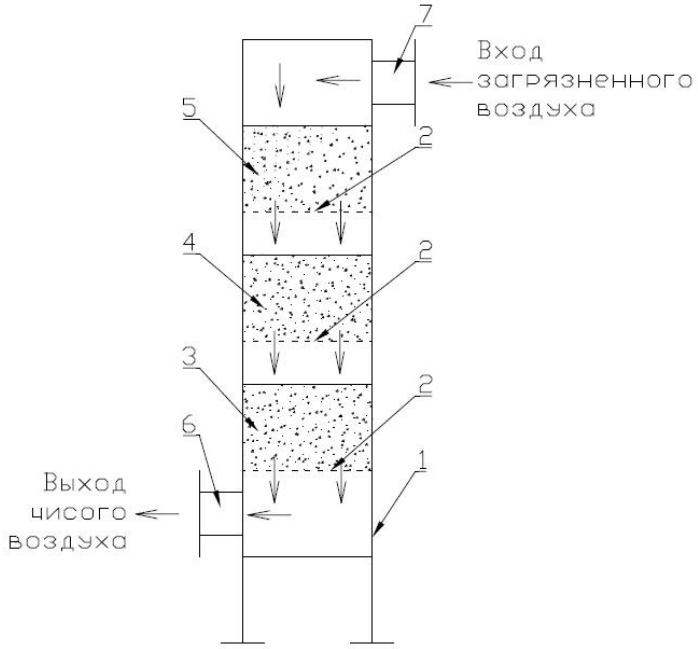

Рисунок 2. Схема трехкамерного сорбционно-каталитического фильтра: 1 – корпус фильтра, 2 – поддерживающие сетки, 3 – слой шихты катализатора, 4 – слой шихты осушителя, 5 – слой шихты химпоглотителя, 6 – выходной патрубок, 7 – входной патрубок

а

б

в

**Рисунок 3. Применяемые сорбенты и катализаторы.
а – химпоглотитель, б – осушитель, в – катализатор**

Разработка и создание автономных систем очистки воздуха для решения обеих вышеперечисленных задач могут быть осуществлены только при помощи применения современных углеродных сорбентов и катализаторов на их основе [8, 12], осушителей на основе цеолитов, оксида алюминия и силикагеля, а также хемосорбентов различного типа и назначения. Весьма перспективно использование дешевых сорбентов и катализаторов на основе природных цеолитов России, особенно их модифицированных форм. [14, 15]

На рис.1 представлен внешний вид, а на рис. 2 – схема устройства трёхкамерного сорбционно-каталитического фильтра, разработанного авторами данной статьи, для очистки оборотного воздуха герметичного помещения. Это устройство позволяет удалять из оборотного воздуха газообразные аммиак, сероводород и меркаптаны, а также некоторые органические вещества и углекислый газ [16]. Устройство содержит три последовательно расположенные сорбционные камеры площадью 0,09 м^2 каждая и высотой слоя зернистой шихты 0,2 м. Замена отработанных сорбционных материалов производится через люки передней стенки фильтра, что исключает его демонтаж при эксплуатации.

Комбинация сорбционных и каталитических материалов (изображенных на рис. 3) в фильтре может быть легко изменена для решения различных задач очистки. Фильтр может быть дополнен компактной рефрежераторной системой удаления влаги на входе. Производительность фильтра составляет примерно 100÷150 м^3/час по очищенному воздуху, однако может быть существенно увеличена как путем установки параллельно работающих фильтров, так и путем создания конструкций большего сечения потока.

Данный конструктивный подход весьма перспективен и при создании установок для очистки промышленных выбросов в системах вытяжной вентиляции.

Литература:

1. Мустафаев М. С. Человек и окружающая среда или что такое «синдром больного здания» и баубиология // Вестник биофизической медицины. 1994. № 2. С. 31-36.
2. Гошка Л. Л. Качество воздуха в помещении и система индивидуальной безопасности. // Инженерно-стротиельный журнал. 2010. № 6 (16). С. 12–16.
3. Другов Ю. С., Березкин В. Г. Газохроматографический анализ загрязненного воздуха. М. : Химия, 1981. 287 с.
4. Кинле Х., Бадер Э. Активные угли и их промышленное применение. Л. : Химия : Ленингр. отд-ние, 1984. 216 с.
5. Пшенин В. Н., Коваленко В. И.Загрязнение ливневых строков с автомобильных дорог // Вестник ИНЖЭКОНА. 2007. № 6 (19). С. 140–145.
6. Слепян Э. И. Экологическая сертификация автотранспортных дорог // Жизнь и безопасность. 1996. № 4. С. 92-100.
7. Кельцев Н. В. Основы адсорбционной техники – М. : Химия, 1976. 512 с.
8. Фенелонов В. Б. Введение в в физическую химию формирования супрамолекулярной структуры адсорбентов и катализаторов. Новосибирск : Изд-во Сиб. отд-ния Рос. акад. наук, 2004. 442 с.
9. Яковлев С. В., Ласков Ю. М. Канализация : (Водоотведение и очистка сточ. вод) : [Учеб. для строит. техникумов по спец. «стр-во волоспровод. и канализац. сетей и сооружений»]. М. : Стройиздат, 1987. 560 с.
10. Харькова Н. Б. К обоснованию выбора систем очистки воздуха, подаваемого в кабины горнотранспортных машин // Горный информационно-аналитичский бюллетень. 2004. №3. С. 20–21.
11. Кораблева А. А., Сасик Э. М. Установка для адсорбционной очистки газовых сред от избыточного диоксида углерода. // В сб. «Сорбенты и сорбционные процессы». Л. , 1990. С. 123 – 127.
12. Сорбирующие материалы, изделия, устройства и процессы управляемой адсорбции / В. В. Самонин [и др.]. СПб. : Наука, 2009. 271 с.
13. Харитонов В. П., Журин А. А., Горбунов В. С. Адсорбционные установки для герметичных плодоовощехранилищ // В сб. «Адсорбенты, их получение, свойства и применение». Л. , 1978. С. 215–218.
14. Цицишвили Г. В. и др. Природные цеолиты. М. : Химия, 1985. 224 с.
15. Аннагиев М. Х. Адсорбенты на основе природных цеолитов в процессах адсорбции различных газов и паров. – Баку : Элм, 1992. 103 с.
16. Чечевичкин А. В., Куцуренко Е. П., Ватин Н. И. Аэродинамические характеристики трехкамерного сорбционного фильтра для очистки оборотного воздуха промышленного гермопомещения // В сб. «XXXIX неделя науки СПБГПУ», ч. I. СПб. , 2010. С. 259–260.

Алексей Викторович Чечевичкин, Санкт-Петербург, Россия

Тел. раб.: +7(812) 535-99-39; эл. почта: filter-w@mail.ru

Влияние физико-технических и геометрических характеристик штукатурных покрытий на влажностный режим однородных стен из газобетонных блоков

Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой Н.И. Ватин,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет;
проект-менеджер А.В. Глумов,
ООО «Н+Н»;
к.т.н., докторант А.С. Горшков*,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный университет технологии и дизайна

Ключевые слова: паропроницаемость; ограждающие конструкции; штукатурные покрытия; влажностный режим; газобетон; тепловая защита.

Однородная однослойная конструкция наружной стены здания из газобетонных блоков марок по плотности D400 и D500 обеспечивает современные требования по тепловой защите [1, 2] для большинства регионов Российской Федерации и может быть схематично реализована в двух вариантах конструктивного исполнения:

- без наружной отделки (рисунок 1а);
- с наружным штукатурным покрытием по газобетонному основанию (рисунок 1б).

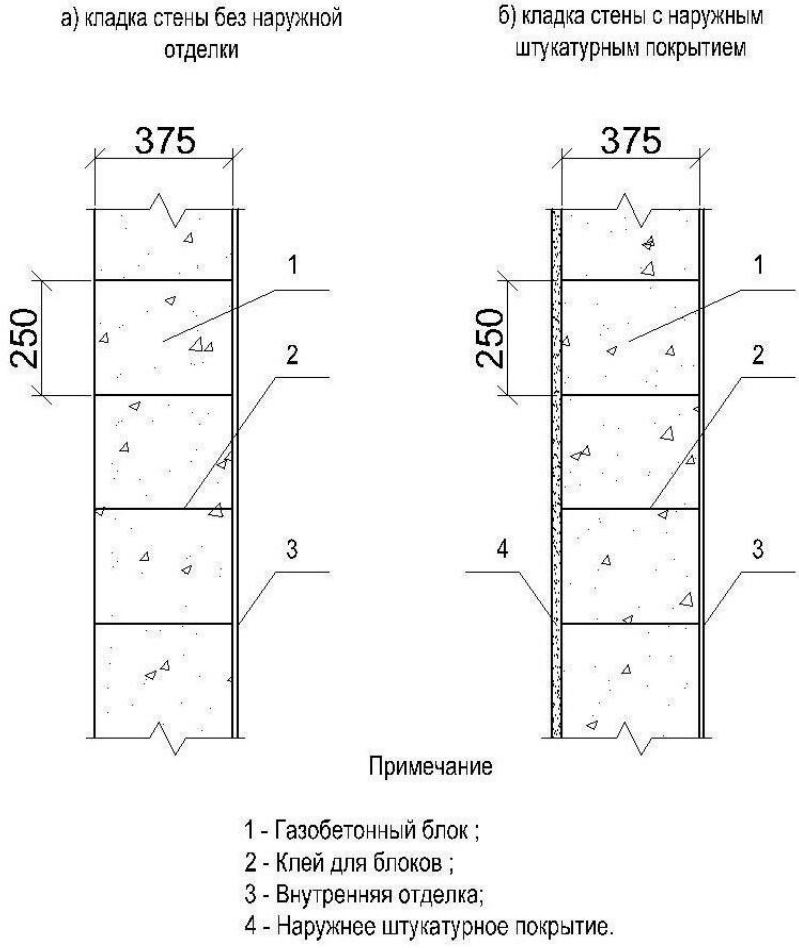

Рисунок 1. Схемы однородной кладки стен из газобетонных блоков

Существуют и иные конструктивные исполнения стен с применением газобетонных изделий, например, кладка стен из газобетона с кирпичным облицовочным слоем, с тонким штукатурным покрытием по слою утеплителя, навесная конструкция вентилируемого фасада [3], облицовка стен сайдингом, но в каждом из

перечисленных выше случаев кладку стен следует отнести к разряду многослойных (двух- или трехслойных) ограждающих конструкций.

В рамках данной работы будут рассмотрены только однослойные однородные конструкции наружных стеновых ограждений. Влажностный режим для других конструктивных решений ограждающих конструкций рассматривается в публикациях [4, 5].

Согласно п. 9.3 СНиП 23-02 [1] не требуется выполнять расчет сопротивления паропроницанию для следующих типов ограждающих конструкций:

1) однородных (однослойных) наружных стен помещений с сухим и нормальным режимами;
2) двухслойных наружных стен помещений с сухим и нормальным режимами, если внутренний слой стены имеет сопротивление паропроницанию R_{vp} более 1,6 м^2·ч·Па/мг.

Из вышеозначенного, в частности, следует, что для однородных конструкций стен не требуется проведение расчетов на паропроницаемость. Однако, в реальных условиях эксплуатации оштукатуренных снаружи стен из газобетонных блоков в ряде случаев наблюдается частичное разрушение штукатурного покрытия, проявляющееся в виде отслоений или сетки из мелких волосяных трещин. Одной из вероятных причин возникновения данных видов дефектов может быть конденсация влаги на границе раздела: газобетонная кладка–штукатурное покрытие, и последующее разрушение покрытия при замерзании влаги вследствие морозного пучения (увеличения объема воды в порах материала при переходе из жидкого агрегатного состояния в твердое). На практике чаще подобные случаи возникают при использовании штукатурных покрытий с высокими значениями сопротивления паропроницанию, т.е. паронепроницаемых. В рамках данной работы проведен анализ влияния штукатурных составов и их характеристик на параметры паропроницания стен из газобетонных блоков.

В настоящей работе рассмотрены следующие типы ограждающих конструкций, выполненных из газобетонных блоков:

1) конструкция неоштукатуренной снаружи стены из газобетонных блоков;
2) конструкция однородной стены из газобетонных блоков с наружным цементно-песчаным штукатурным покрытием толщиной 10 мм и плотностью 1800 кг/м^3;
3) конструкция однородной стены из газобетонных блоков с наружным покрытием из полимерной композиции толщиной 3,5 мм и плотностью 1870 кг/м^3;
4) конструкция однородной стены из газобетонных блоков с наружным поризованным покрытием толщиной 10 мм и плотностью 1200 кг/м^3.

В рассмотренных примерах блоки из газобетона автоклавного твердения имеют следующие физико-технические и геометрические характеристики:

- толщина $\boldsymbol{\delta_{ГБ}}$=375 мм;
- плотность $\boldsymbol{\rho_{ГБ}}$=400 кг/м^3;
- теплопроводность $\boldsymbol{\lambda_{Б}}$=0,117 Вт/м·К;
- коэффициент паропроницаемости $\boldsymbol{\mu_{шт}}$=0,23 мг/(м·ч·Па);
- кладка на клею (коэффициент теплотехнической однородности кладки **r**=0,93 [6]). Введением коэффициента теплотехнической однородности учитывается влияние швов газобетонной кладки на приведенное сопротивление теплопередаче рассмотренных типов стеновых конструкций.

Параметры внутренней штукатурки во всех рассмотренных примерах приняты следующими:

- толщина $\boldsymbol{\delta_{шт}}$=5 мм;
- плотность $\boldsymbol{\rho_{шт}}$=1100 кг/м^3;
- теплопроводность $\boldsymbol{\lambda_{Б}}$=0,41 Вт/м·К;
- коэффициент паропроницаемости $\boldsymbol{\mu_{шт}}$=0,11 мг/(м·ч·Па).

Расчетная температура $\boldsymbol{t_{int}}$ [ºС] и относительная влажность $\boldsymbol{\varphi_{int}}$ [%] внутреннего воздуха приняты в соответствии с требованиями ГОСТ 30494 [7] и СНиП 23-02 [1], а именно:

- $\boldsymbol{t_{int}}$=20ºС;
- $\boldsymbol{\varphi_{int}}$=55%.

Расчетные параметры наружного воздуха (температура – $\boldsymbol{t_{ext}}$ [ºС] и относительная влажность – $\boldsymbol{\varphi_{ext}}$ [%]) для климатических условий Санкт-Петербурга приняты согласно СНиП 23-01 [8]:

- $\boldsymbol{t_{ext}}$=−7.8 ºС для наиболее холодного месяца (по табл. 3* [8]);
- $\boldsymbol{\varphi_{ext}}$=86 % (по табл. 1* [8]).

Влажностный режим помещений – нормальный; зона влажности для Санкт-Петербурга – влажная, тогда условия эксплуатации определяются по параметру «Б» [1]. Расчетные теплотехнические показатели для блоков из автоклавного газобетона для условий эксплуатации «Б» приняты по табл. А.1 ГОСТ 31359 [9].

Расчет нормируемого сопротивления паропроницанию ограждающей конструкции производят по СНиП 23-02 [1] с учетом следующего требования (п.9.1):

сопротивление паропроницанию R_{vp} *[м²·ч·Па/мг] ограждающей конструкции (в пределах от внутренней поверхности до плоскости возможной конденсации, – далее по тексту ПВК) должно быть не менее наибольшего из следующих нормируемых сопротивлений паропроницанию:*

а) нормируемого сопротивления паропроницанию R_{vp1}^{req} [м²·ч·Па/мг] (из условия недопустимости накопления влаги в ограждающей конструкции за годовой период эксплуатации), определяемого по формуле:

$$R_{vp1}^{req} = \frac{\left(e_{\text{int}} - E\right)\cdot R_{vp}^{e}}{\left(E - e_{ext}\right)}; \quad (1)$$

б) нормируемого сопротивления паропроницанию R_{vp2}^{req} [м²·ч·Па/мг] (из условия ограничения влаги в ограждающей конструкции за период с отрицательными средними месячными температурами наружного воздуха), определяемого по формуле:

$$R_{vp2}^{req} = \frac{0{,}0024 z_0 \left(e_{\text{int}} - E_0\right)}{\rho_w \delta_w \Delta w_{av} + \eta} \quad (2)$$

Т.е. должно выполняться следующее основное условие:

$$R_{vp} \geq \max\left(R_{vp1}^{req}, R_{vp2}^{req}\right). \quad (3)$$

Следует отметить, что условие (3) выполняется для всех рассмотренных в настоящей работе типов однородных стен. Подробные расчеты приведены в работе [10]. Поэтому более интересным представляется анализ графических зависимостей, показывающих распределение максимального и действительного значений парциальных давлений водяного пара по толщине однородных ограждающих конструкций.

Результаты расчета применительно к климатическим условиям Санкт-Петербурга для наиболее холодного месяца графически представлены на рис. 2 красным цветом. Сплошной линией показано распределение максимального парциального давления $\mathbf{E_i}$ водяного пара по толщине стены, пунктирной линией – действительного $\mathbf{e_i}$.

Однако, если в качестве расчетного периода принять более жесткие климатические условия, например, рассмотреть распределение парциальных давлений водяного пара в толще стены за период наиболее холодной пятидневки ($\mathbf{t_{ext}}$=−26ºС), условия эксплуатации стеновой конструкции могут существенно измениться.

Для проверки данного предположения примем следующие начальные условия:

- $\mathbf{t_{int}}$=20ºС; $\boldsymbol{\varphi_{int}}$=55%; соответственно $\mathbf{e_{int}}$=(55/100)·2338=1286 (Па);
- $\mathbf{t_{ext}}$=−26ºС; $\boldsymbol{\varphi_{ext}}$=83%; соответственно $\mathbf{e_{ext}}$=(83/100)·57=47 (Па).

Результаты расчета для наиболее холодной пятидневки в выбранном климатическом регионе (Санкт-Петербург) с обеспеченностью 0,92 для удобства восприятия графической информации также представлены на рис. 2, но выделены синим цветом.

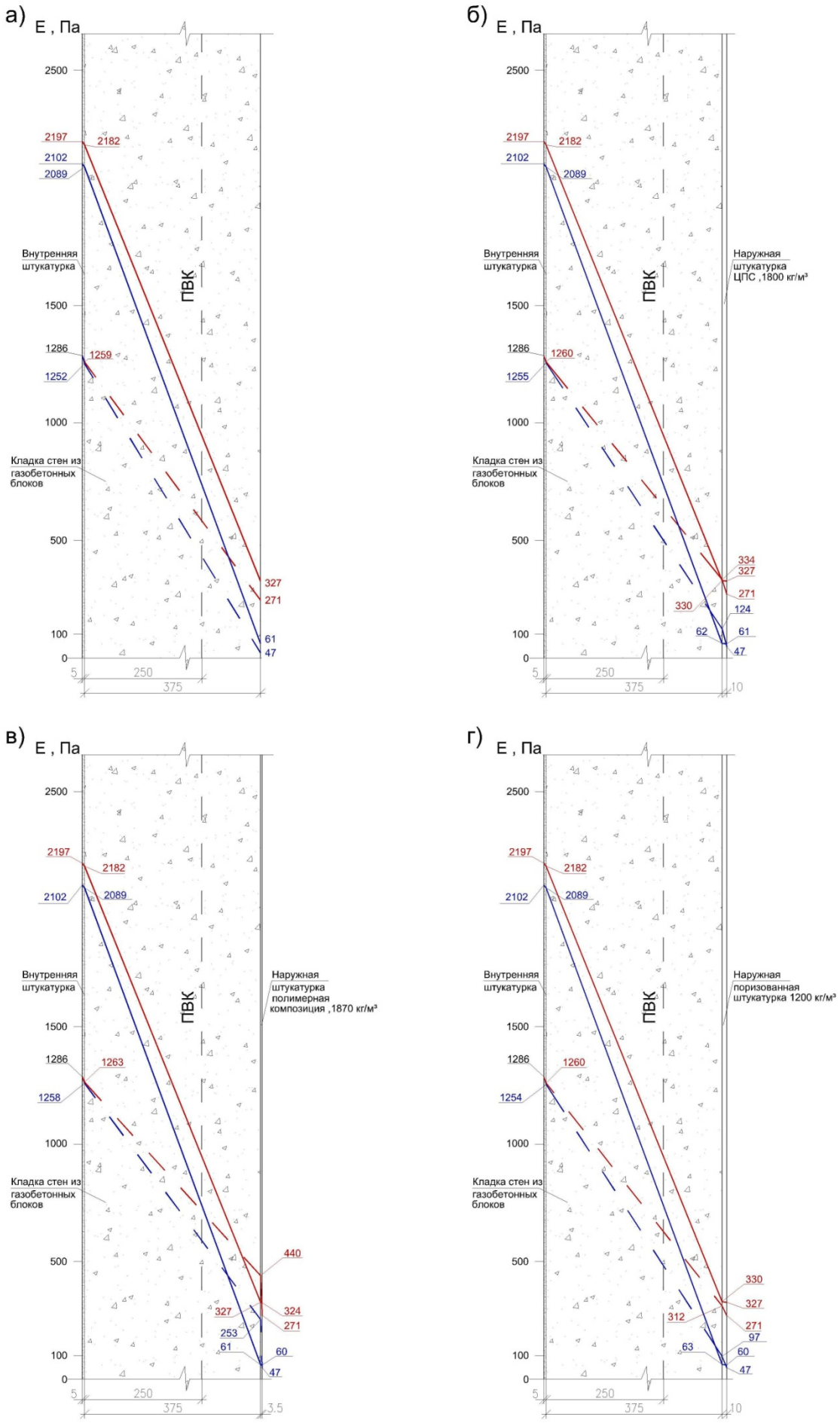

Рисунок 2. Распределение парциального давления водяного пара в различных типах ограждающих конструкций из газобетонных блоков.

На рисунке 2 приняты следующие обозначения:
- красным цветом представлен расчет для наиболее холодного месяца;
- синим цветом представлен расчет для наиболее холодной пятидневки (с обеспеченностью 0,92);
- сплошной линией показано распределение максимального парциального давления водяного пара по толщине ограждения (E_i и E_i');
- пунктирной линией показано распределение действительного парциального давления водяного пара по толщине ограждения (e_i и e_i')

Горшков А.С., Ватин Н.И., Глумов А.В. Влияние физико-технических и геометрических характеристик штукатурных покрытий на влажностный режим однородных стен из газобетонных блоков

Проанализируем представленные на рис. 2 графические зависимости. Из графиков, в частности следует, что для стеновой конструкции без наружного штукатурного покрытия кривые распределения действительного и максимального парциальных давлений водяного пара не пересекаются ни для наиболее холодного месяца, ни для наиболее холодной пятидневки. Это не означает, что влага в виде конденсата не может образоваться в толще представленного на рис. 2а ограждения, а свидетельствует лишь о низкой вероятности его появления в наружных слоях неоштукатуренной стеновой конструкции [10]. Уже есть примеры, когда здания, построенные из газобетонных блоков автоклавного твердения без наружной отделки, эксплуатируются в странах северной Европы и Балтии более 50 лет и находятся в исправном техническом состоянии.

Однако, например, в публикации [11] вполне аргументировано обосновывается необходимость применения штукатурных покрытий стен на основе газобетонных блоков. В этом случае во избежание негативных последствий необходимо понимать, как поведет себя стеновая конструкция в период влагонакопления, а это в немаловажной степени зависит от толщины и параметров паропроницаемости штукатурного покрытия. При значительном сопротивлении паропроницанию наружная отделка будет препятствовать выходу влаги из толщи стенового ограждения, что может отрицательно сказаться на долговечности стены и ее теплозащитных свойствах.

Для стеновой конструкции из газобетонных блоков, оштукатуренной снаружи цементно-песчаным покрытием толщиной 10 мм и плотностью 1800 кг/м^3 (рис. 2 б) кривые распределения максимального $\mathbf{E_i}$ и действительного $\mathbf{e_i}$ давлений водяного пара пересекаются между собой как при расчете по наиболее холодному месяцу, так и при расчете по наиболее холодной пятидневке. Точка пересечения кривых распределения максимального $\mathbf{E_i}$ и действительного $\mathbf{e_i}$ давлений водяного пара при расчете по наиболее холодному месяцу находится на расстоянии 1,6 мм от наружной поверхности газобетонной кладки и на расстоянии 26 мм от наружной поверхности при расчете по наиболее холодной пятидневке

Более значительное по глубине расчетное увлажнение наблюдается для стеновой конструкции из газобетонных блоков, оштукатуренной снаружи полимерным декоративным покрытием плотностью 1870 кг/м^3 толщиной 3,5 мм (рис. 2 в). Зона возможной конденсации влаги (точка пересечения кривых распределения максимального $\mathbf{E_i}$ и действительного $\mathbf{e_i}$ давлений водяного пара) при расчете по наиболее холодному месяцу находится на расстоянии 41 мм от наружной поверхности газобетонной кладки и на расстоянии 70 мм при расчете по наиболее холодной пятидневке. Наличие значительной по толщине зоны конденсации влаги препятствует эффективному удалению влаги из толщи стеновой конструкции из-за влияния на механизм массопереноса процессов обратной диффузии и обратного капиллярного переноса, подробно описанных в монографии [12].

Для стеновой конструкции из газобетонных блоков, оштукатуренной снаружи цементно-песчаным поризованным покрытием плотностью 1200 кг/м^3 при расчете по наиболее холодному месяцу кривые распределения максимального $\mathbf{E_i}$ и действительного $\mathbf{e_i}$ давлений водяного пара не пересекаются между собой, при расчете по наиболее холодной пятидневке кривые пересекаются на расстоянии 14,5 мм от наружной поверхности газобетонной кладки, что в совокупности свидетельствует о низкой вероятности конденсации влаги в толще данного типа ограждения.

На основании полученных результатов можно сформулировать следующие основные **выводы**.

1. Все рассмотренные в настоящей работе варианты стеновых конструкций вне зависимости от типа штукатурного покрытия удовлетворяют требованиям СНиП 23-02 (раздел 9) [1] в отношении сопротивления паропроницанию: для всех типов конструкций однородных стен из газобетонных блоков сопротивление паропроницанию R_{vp} ограждающей конструкции (в пределах от внутренней поверхности до плоскости возможной конденсации) больше нормируемых (требуемых) сопротивлений паропроницанию: R_{vp1}^{req} (из условия недопустимости накопления влаги в ограждающей конструкции за годовой период эксплуатации) и R_{vp2}^{req} (из условия ограничения влаги в ограждающей конструкции за период с отрицательными средними месячными температурами наружного воздуха).

2. Чем выше сопротивление паропроницанию наружного штукатурного покрытия, тем глубже по отношению к наружной поверхности стены располагается расчетная плоскость возможной конденсации (точка пересечения кривых распределения максимального и действительного парциальных давлений водяного пара), поэтому наиболее рациональным способом уменьшения зоны возможной конденсации влаги в толще однородной ограждающей конструкции из газобетонных блоков является применение штукатурных составов с более высоким значением коэффициента паропроницаемости **μ** [мг/м·ч·Па].

3. Целесообразным (рекомендуемым) решением представляется оштукатуривание стен из газобетонных блоков на следующий сезон после строительства, когда стены достигнут или практически достигнут нормируемых значений [9] равновесной весовой влажности; особенно актуальным данное требование представляется в отношении полимерно-декоративных штукатурных покрытий, обладающих наиболее низким значением коэффициента паропроницаемости **μ** [мг/м·ч·Па].

Литература:

1. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий.
2. СП 23-101-2004. Проектирование тепловой защиты зданий.
3. Горшков А. С., Попов Д. Ю., Глумов А. В. Конструктивное исполнение вентилируемого фасада повышенной надежности // Инженерно-строительный журнал. 2010. №8 (18). С. 5-8.
4. Солощенко С. С. Влажностный режим конструкции вентилируемого штукатурного фасада // Инженерно-строительный журнал. 2010. №8(18). С. 10-15.
5. Куприянов В.Н., Сафин И.Ш., Хабибулина А.Г. К вопросу о паропроницаемости ограждающих конструкций // Academia. Архитектура и строительство. 2009. №5. С. 504-507.
6. ГОСТ 30494-1996. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.
7. СНиП 23-01-99*. Строительная климатология.
8. ГОСТ 31359-2007. Бетоны ячеистые автоклавного твердения. Технические условия.
9. Горшков А. С., Гладких А. А. Влияние растворных швов кладки на параметры теплотехнической однородности стен из газобетона // Инженерно-строительный журнал. 2010. №3. С. 39-42.
10. Горшков А. С., Глумов А. В. Защита от переувлажнения однослойных стен из газобетонных блоков // Штукатурные составы для наружной отделки стен из газобетона: материалы семинара / под ред. Н.И. Ватина. СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2010. С. 15-28.
11. Бабков В. В., Кузнецов Д. В., Гайсин А. М., Резвов О. А., Самофеев Н. С., Морозова Е. В. Проблемы эксплуатационной надежности наружных стен зданий на основе автоклавных газобетонных блоков и возможности их защиты от увлажнения // Инженерно-строительный журнал. 2010. №8. С. 28-31.
12. Гоманн М. Поробетон: руководство / пер. с нем. под ред. А. С. Коломацкого. Белгород : Изд-во ЛитКараВан, 2010. 272 с.

**Александр Сергеевич Горшков, Санкт-Петербург, Россия*

Тел. моб.: +7(921) 388-43-15; эл. почта: alsgor@yandex.ru

Технико-экономическая оптимизация температурной эффективности теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем

К.т.н., доцент О.Д. Самарин*,
ГОУ Московский государственный строительный университет

Ключевые слова: технико-экономическая оптимизация; совокупные дисконтированные затраты; срок окупаемости; теплоутилизатор; температурная эффективность.

Как известно, основная идея технико-экономической оптимизации какого-либо инженерного решения и, в частности, энергосберегающих мероприятий при использовании метода совокупных дисконтированных затрат (СДЗ) [1] заключается в нахождении значения некоторого параметра, характеризующего степень реализации данного мероприятия, при котором величина СДЗ принимает минимальное значение для заданного расчетного срока Т.

В качестве параметра может быть, например, сопротивление теплопередаче ограждения, диаметр трубопровода или воздуховода, скорость теплоносителя, габариты вентиляционной установки, температурная эффективность теплоутилизатора и т.д. Оптимизация возможна, если при одном и том же изменении параметра капитальные затраты К увеличиваются, а эксплуатационные Э – уменьшаются или наоборот, т.е. меняются в разных направлениях. Например, при повышении теплозащиты ограждающих конструкций, с одной стороны, снижаются расходы Э на тепловую энергию за счет уменьшения трансмиссионных теплопотерь, а с другой – возрастают затраты К на теплоизоляционный материал. Аналогично при уменьшении диаметров трубопроводов или воздуховодов сокращается их стоимость К из-за уменьшения массы металла, но увеличиваются затраты на электроэнергию Э для привода насосов или вентиляторов вследствие возрастания потерь давления при движении теплоносителя. Таким образом, технико-экономическая оптимизация представляет собой обобщение примеров, когда сравниваются только два варианта, для которых выполняется соотношение $К_1>К_2$, но $Э_1<Э_2$, потому что теперь речь идет о бесконечном множестве непрерывно переходящих друг в друга сочетаний параметров, среди который и нужно выбрать наилучший в смысле минимальной величины СДЗ.

Рассмотрим задачу по определению экономически оптимального коэффициента температурной эффективности $k_{эф}$ аппаратов утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем в системах механической вентиляции и кондиционирования воздуха (В и КВ). По определению [2] $k_{эф} = \frac{t_{2x} - t_{1x}}{t_{1г} - t_{1x}}$, где $t_{1г}$ и t_{1x} – температуры соответственно вытяжного и приточного воздуха на входе в утилизатор, t_{2x} – температура притока на выходе из аппарата.

Естественно считать, что дополнительные капитальные затраты на теплоутилизационное оборудование $К_{ту}$ будут связаны с величиной поверхности теплообмена теплоизвлекающей и теплоотдающей секций F, м^2, т.е. в конечном счете с числом единиц переноса теплоты $NTU = \frac{3.6 \cdot KF}{Gc_в}$, где G – массовые расходы потоков приточного и вытяжного воздуха, кг/ч, $с_в$ = 1.005 кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воздуха, К – коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/(м^2·К). Данные по стоимости теплоутилизаторов обычно относятся к максимально возможной температурной эффективности в данной схеме $k_{эф}^{\max}$, которую можно принять равной около 0.5 [3], поэтому для промежуточных значений используем пересчет пропорционально величине F, а значит, NTU.

Тогда для величины $К_{ту}$ с учетом того обстоятельства, что при $k_{эф} = k_{эф}^{\max}$ затраты на теплоутилизацию с промежуточным теплоносителем $K_{my}^{\max}$ составляют около ⅓ от расходов на приточную установку в базовом исполнении (приемная секция, фильтр, калорифер и вентилятор), находим:

$$K_{my} = K_{my}^{\max} \frac{NTU}{NTU_{\max}} = \frac{1}{3} \cdot C_{ny} L \frac{NTU}{NTU_{\max}},$$

где NTU_{max}=2 для $k_{эф}^{\max} = 0.5$ [1], откуда

$$K_{ту} = \frac{1}{6} \cdot C_{пу} \cdot L \cdot NTU \text{ , руб.} \quad (1)$$

Здесь величина $C_{пу}$ – удельная стоимость приточной установки в тыс. руб. на 1 тыс м^3/ч воздухопроизводительности L с учетом повышающих коэффициентов 1.3 и 1.6 на автоматизацию, монтаж и наладку.

С другой стороны, эксплуатационные затраты на тепловую энергию с учетом рекомендаций [1] и выражения для коэффициента температурной эффективности теплоутилизатора $k_{эф} = \frac{NTU}{NTU + 2}$, полученного в [4] для рассматриваемого здесь случая равенства расходов притока и вытяжки, могут быть вычислены следующим образом:

$$Э_{т.вент} = Z_p \cdot G \cdot c_в \cdot D_d \cdot \frac{2}{2 + NTU} \cdot C_т \cdot 10^{-6} / 4.19 \text{ , руб/год.} \quad (2)$$

Здесь z_p – время работы установок В и КВ, часов в сутки; D_d – градусо-сутки отопительного периода в районе строительства, принимаемые по данным [5]; $C_т$ – тариф на тепловую энергию, руб/Гкал; 4.19 – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

В работе [6] предлагается следующая формула для СДЗ:

$$СДЗ = К \cdot (1 + p/100)^T + Э \cdot \left[(1 + p/100)^T - 1\right] \cdot (100/p), \quad (3)$$

где p – норма дисконта, %.

Она учитывает упущенную выгоду от того, что средства в размере К вложены в энергосбережение вместо размещения под проценты в банке. В расчетах ее можно принимать на уровне не ниже ставки рефинансирования Центрального Банка России. По состоянию на конец 2010 года она равна 7.75% годовых. Величина p связана с текущей величиной этой ставки, а также с коммерческими рисками капиталовложений. В [1], [7] предлагается использовать на ближайшую перспективу значение p=10%. Фактически такой же подход, хотя и с неявным учетом дисконтирования, используется для технико-экономической оптимизации и в пособии [8]. За рубежом аналогичная методика, но в еще более развернутом виде, содержится в документе [9].

Подставляем соотношения для $К_{ту}$ и $Э_{т.вент}$ вместо К и Э в (3), вычисляем производную d(СДЗ)/d(NTU) и приравниваем ее к нулю, откуда после некоторых преобразований для оптимального значения NTU находим:

$$NTU_{опт} = \sqrt{\frac{12 \cdot Z_p \cdot \rho_{в.} \cdot c_в \cdot D_d \cdot C_т \cdot 10^{-6} \left[(1 + p/100)^T - 1\right] \cdot (100/p)}{4.19 \cdot C_{пу} (1 + p/100)^T}} - 2 . \quad (4)$$

Здесь $\rho_в$ – плотность воздуха, равная около 1.2 кг/м^3, а коэффициент 12 в числителе представляет собой 24/2, где 24 – число часов в сутках. Заметим, что в формулу (4) не входит величина воздухопроизводительности системы L, так как она присутствует в выражениях и для $К_{ту}$, и для $Э_{т.вент}$, и при преобразованиях сокращается. Следовательно, оптимальное значение NTU и соответствующий ему $k_{эф}$ могут зависеть от L только в той мере, в какой L влияет на удельную стоимость вентиляционного оборудования $C_{пу}$.

Анализ соотношения (4) показывает, что при прочих равных условиях оптимальная температурная эффективность теплоутилизаторов повышается с увеличением тарифа на тепловую энергию и в районах с более суровым климатом, и уменьшается с ростом удельной стоимости приточных установок. Объяснить это можно таким же образом, как и в случае с теплозащитой несветопрозрачных ограждений, исходя из того, на какую составляющую СДЗ – К или Э – влияет рассматриваемый фактор. Аналогичный характер зависимости $k_{эф}$ от данных параметров, но без учета дисконтирования, получен ранее в работе [10].

Если принять для примера D_d=4515 К·сут по сведениям [5] для Москвы, z_p=12 час/сут, $C_т$=1290.81 руб/Гкал (ОАО «МОЭК» для нежилых потребителей в ценах 2010 года), $C_{пу}$=27·1.3·1.6=56.2 тыс. руб на 1 тыс м^3/ч по среднерыночным ценам 2010 года, при T=5 лет (максимальный срок для малозатратных мероприятий) получаем:

$$NTU_{опт} = \sqrt{\frac{12 \cdot 12 \cdot 1.2 \cdot 1.005 \cdot 4515 \cdot 1290.81 \cdot 10^{-6} \left[(1+10/100)^5 - 1\right] \cdot (100/10)}{4.19 \cdot 56.2 \cdot (1+10/100)^5}} - 2 = 2.63 ,$$

откуда $k_{эф.опт}$ = 2.63/(2 + 2.63) = 0.57, что даже несколько больше максимально возможного значения, что согласуется и с зарубежными источниками, в частности, [11]. При уменьшении расчетной величины Т значение $k_{эф.опт}$ также будет снижаться и достигнет нуля при Т порядка одного года (рис. 1). Физически это означает, что любые, даже самые незначительные капиталовложения в теплоутилизацию окупаются не мгновенно, а только спустя некоторое время, которое, как правило, не бывает меньше одного отопительного сезона.

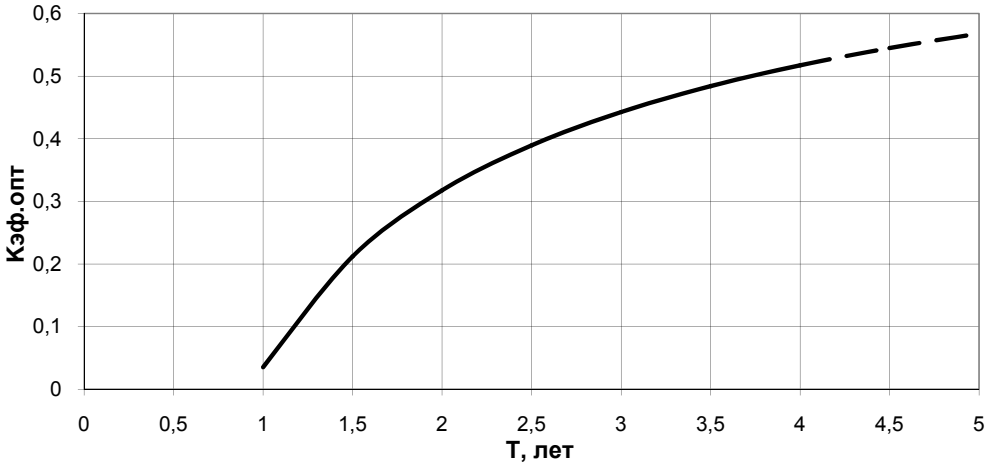

Рисунок 1. Зависимость оптимального коэффициента температурной эффективности теплоутилизатора kэф.опт от расчетного срока окупаемости Т

В целом, при проектном сроке окупаемости от 3 лет и более следует принимать $k_{эф}$ на максимально возможном уровне для рассматриваемого способа теплоутилизации, т.е. порядка 0.5. В то же время назначать Т на уровне больше, чем 4–5 лет, действительно нецелесообразно. Это подтверждается и зарубежными данными, например, [12].

Таким образом, полученный результат достаточно хорошо подтверждает данные, приведенные автором в работе [4] на основе использования ценовых характеристик оборудования, выпускаемого конкретным производителем, в зависимости от числа рядов трубок и шага пластин теплообменников, соответствующих каждому значению $k_{эф}$. Следовательно, рассмотренная достаточно упрощенная модель, основанная на непрерывной зависимости капитальных затрат от $k_{эф}$, дает весьма достоверные результаты и может быть использована при инженерных расчетах.

Литература:

1. Дмитриев А. Н., Табунщиков Ю. А., Ковалев И. Н., Шилкин Н. В. Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия. М. : АВОК-ПРЕСС, 2005. 120 с.
2. Белова Е. М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. М. : Евроклимат, 2006. 640 с.
3. Кокорин О. Я. Современные системы кондиционирования воздуха. М. : Физматлит, 2003. 272 с.
4. Самарин О.Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. М. : Изд-во АСВ, 2009. 296 с.
5. СНиП 23-01-99* «Строительная климатология». М. : ГУП ЦПП, 2004.
6. Гагарин В. Г. Методы экономического анализа повышения уровня теплозащиты ограждающих конструкций зданий. Часть 1 // АВОК. 2009. № 1. С. 10–16.
7. Р НП «АВОК» 5-2006. Рекомендации по оценке экономической эффективности инвестиционного проекта теплоснабжения. Общие положения. М. : АВОК-ПРЕСС, 2006. 24 с.
8. Дмитриев А.Н. Управление энергосберегающими инновациями. М. : Изд-во АСВ, 2001. 314 с.
9. EN 15459:2007. Energy performance of buildings – Economic evaluation procedure for energy systems in buildings.
10. Богуславский Л. Д., Симонова А. А., Митин М.Ф. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. М. : Стройиздат, 1988. 351 с.
11. Ramanauskas R. Efficient use of rotary heat exchangers // Pap. of REHVA'S General Assembly. 2004. P. 360–366.
12. Uzsilaityte L., Martinaitis V. Impact of the implementation of energy saving measures on the life cycle energy consumption of the building // Pap.of conf. of VGTU. 2008. Vol.II, P. 875–881.

*Олег Дмитриевич Самарин, Москва, Россия
Тел. раб.: +7(499)188-36-07; эл. почта: samarin1@mtu-net.ru

Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур

Аспирант О.В. Аверьянова*,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Ключевые слова: кондиционирование, отопление, тепловой насос, водяная петля с тепловыми насосами, альтернативные источники энергии, низкопотенциальные источники тепла, коэффициент преобразования теплоты.

23 ноября 2009 года вступил в силу Федеральный закон №261 «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации». Он призван заменить старый закон от 1996 года. Энергосбережение, то есть эффективное использование энергии, считается сегодня одним из наиболее актуальных направлений развития страны. В современной России использование энергии крайне неэффективно. Безусловно, новый закон является попыткой изменить эту ситуацию.

В соответствии со статьей 14 261-ФЗ и пунктом 68 Плана мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности в Российской Федерации, направленных на реализацию Федерального закона № 261-ФЗ, Министерство экономического развития 17 февраля 2010 года утвердило Перечень мероприятий в области энергосбережения. В этом перечне озвучены мероприятия по увеличению использования в качестве источников энергии вторичных энергетических ресурсов и (или) возобновляемых источников энергии.

На сегодняшний день широко известны способы экономии энергии, при которых в качестве источника тепла используют низкопотенциальную теплоту наружного воздуха, воды, сточных вод, а также тепло внутреннего воздуха. Системы, позволяющие это сделать, используются в Китае, США и Европе. Основным элементом таких систем являются тепловые насосные установки (ТНУ).

Теме использования тепловых насосов для теплоснабжения зданий посвящается все большее количество статей в технических изданиях, но они посвящены, главным образом, пропаганде этого направления. Научные исследования в этой области у нас ведутся касаемо систем, использующих в качестве источника тепла низкопотенциальную теплоту наружного воздуха, воды, сточных вод, либо теплоту от регенератора в цикле Стирлинга [1], [2], [3]. Результаты исследований и описания систем, утилизирующих тепло внутреннего воздуха в помещениях, представлены в недостаточном объеме.

В современных условиях узкой специализации инженеров отдельно решаются вопросы отопления, теплоснабжения, горячего водоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха и автоматического регулирования объекта, что приводит к созданию энерго- и материалозатратных инженерных систем оборудования здания. Снизить энергопотребление инженерными системами здания могут позволить комплексные решения, реализующие в единой системе функции отопления, охлаждения, горячего водоснабжения, объединяющие одним контуром источники теплоты и холода в здании. Объединение в единую систему дает возможность предусмотреть утилизацию теплоты удаляемого воздуха, теплоты сточной воды [4], [5]. Одним их таких схемных решений является кольцевая водяная система с тепловыми насосами (water loop heat pump system). [6], [7], [8].

Основное назначение системы обеспечения микроклимата – создавать и поддерживать комфортные условия в объеме помещения [9], [10]. Эти условия предполагают постоянное поддержание в зоне пребывания людей определенных сочетаний температуры и относительной влажности воздуха. Согласно приложению 5 (обязательное) СНиП 2.04.05-91* «Отопление, вентиляция и кондиционирование», [11] температура воздуха в обслуживаемой зоне должна быть 20-22°С, относительная влажность должна составлять 30-45%.

Для достижения заданных параметров внутреннего воздуха в помещение подается приточный воздух определенного состояния и в определенном количестве и вода, несущая тепло или холод. Такая схема предполагает независимую обработку рециркуляционного воздуха в местном агрегате и наружного воздуха в центральном кондиционере. Для этого в теплообменнике местного агрегата охлаждается или нагревается в зависимости от периода года рециркуляционный (внутренний) воздух. Приточный воздух в размере минимально необходимого расхода наружного воздуха обрабатывается в ЦК и поступает в помещение через воздухораспределительные устройства. Смешение двух потоков происходит непосредственно в самом

помещении. Поддержание температуры в каждом помещении осуществляется при помощи системы управления, которая в соответствии с уставкой посылает сигналы на исполнительные механизмы оборудования.

На начальном этапе проектирования новых или реконструкции действующих систем обеспечения микроклимата перед разработчиками обычно стоит следующая технико-экономических задача: определить экономически оптимальный вариант решения, то есть лучший из всех возможных в принятых условиях. Экономически наиболее целесообразным будет являться вариант решения, при котором приведенные затраты *П, руб./год* будут минимальны.

При сопоставлении вариантов технических решений необходимым является соблюдение условий их сопоставимости: функциональное назначение, режим эксплуатации, способ достижения заданных параметров, производство затрат, цены, определяющие эти затраты. В связи с этим, в качестве местного агрегата для одного варианта, являющегося традиционным, применяется фанкойл. В качестве другого варианта предлагается кольцевая водяная петля с тепловыми насосами в качестве местных агрегатов.

На рис. 1 и 2 представлены модели этих систем.

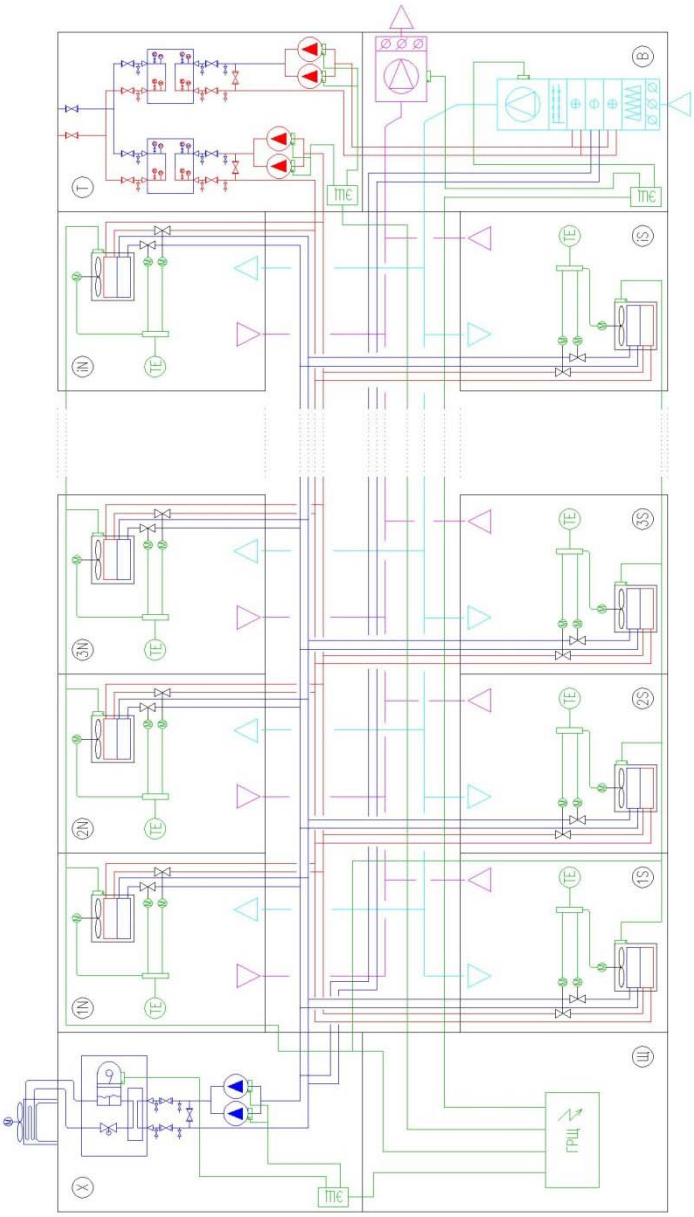

Рисунок 1. Модель водо-воздушной (местно-центральной) системы обеспечения микроклимата с использованием фанкойлов

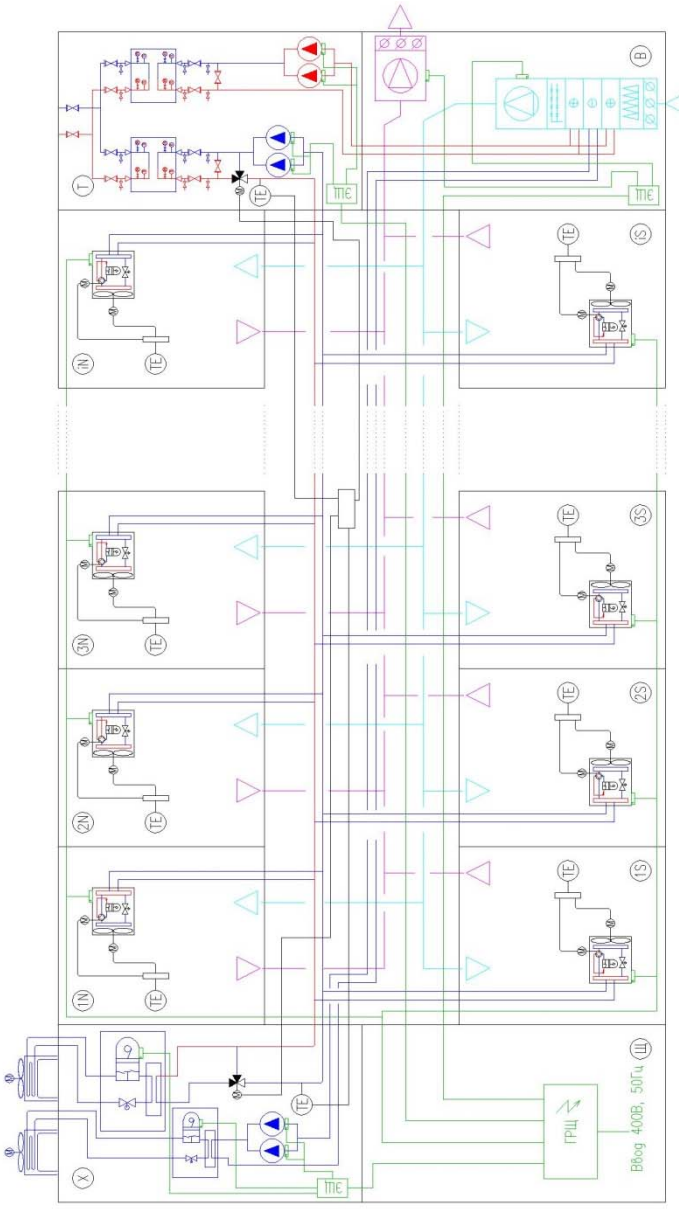

Рисунок 2. Модель водо-воздушной (местно-центральной) системы обеспечения микроклимата с использованием тепловых насосов с водой в качестве источника тепла низкого потенциала

Приведенные затраты [12] представляют собой оценочный показатель сравнительной экономической эффективности технического решения, определяется по формуле:

$$П = C + E \cdot K,$$

где С – эксплуатационные затраты, руб/год;
К – прямые инвестиции (капитальные вложения), руб.;
Е – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений (равный обратной величине срока окупаемости), год-1.

Для оценки прямых инвестиций в строительство системы обеспечения микроклимата необходимо, в первую очередь, понимать стоимость используемого оборудования. Для этого нужно подобрать такое оборудование, возможности которого позволят регулировать параметры внутреннего климата в определенном диапазоне в зависимости от возмущающих факторов. Такими факторами являются изменяющиеся параметры наружной среды, теплопритоки и теплопотери в помещении, влагопоступления.

Прямые инвестиции

Расчет капитальных вложений необходимо выполнить при наибольшем и наименьшем значении углового коэффициента ε, характеризующего процесс изменения состояния воздуха в помещении [13], [14], [15], [16], [17], [18]:

$$\varepsilon = \frac{Q_n}{\mathrm{W}}, \text{ кДж/кг},$$

где Q_n – полное количество тепла, переданное при изменении состояния воздуха, кДж/ч;
W – количество влаги, переданное в процессе изменения состояния воздуха, кг/ч;

$$\mathrm{Q_п} = \mathrm{Q}_{с.рад.} + \mathrm{Q}_{чел} + \mathrm{Q}_{осв} + \mathrm{Q}_{обор} - \mathrm{Q}_{тп.ст} - \mathrm{Q}_{тп.ок},$$

где $Q_{с.рад}$ – теплопоступления от солнечной радиации через светопрозрачные поверхности и наружные ограждающие конструкции здания для расчетного часа, Вт;
$Q_{чел}$ – полные теплопоступления от взрослых людей при температуре окружающего воздуха в зависимости от выполняемой работы, Вт;
$Q_{осв.}$ – теплопоступления от искусственного освещения, Вт;
$Q_{обор}$ – теплопоступления от технологического оборудования, Вт;
$Q_{тп.ст.}$ – теплопотери через наружные стены в холодный период, Вт;
$Q_{тп.ок.}$ – теплопотери через светопрозрачные конструкции в холодный период, Вт.

Цель данного расчета – определить максимальную холодопроизводительность и теплопроизводительность местного агрегата.

Подбор основного оборудования по итогам расчетов

Исходные данные для подбора фанкойлов в качестве местных агрегатов:

$\mathrm{G_{рец}}$ – расход воздуха, кг/ч;
$Q_{вдХ}^{\max}$ – холодопроизводительность фанкойла, Вт;
$Q_{вдТ}^{\max}$ – теплопроизводительность фанкойла, Вт;
$t_{вд}$ – конечная температура воздуха на выходе из ВД, °С;
$t_{вн}$ – начальная температура воздуха, входящего в ВД, °С;
$t_{н}^{г}$ – начальная температура горячего теплоносителя, °С;
$t_{к}^{г}$ – конечная температура горячего теплоносителя, °С;
$t_{н}^{х}$ – начальная температура холодного теплоносителя, °С;
$t_{к}^{х}$ – конечная температура холодного теплоносителя, °С.

Исходные данные для подбора тепловых насосов [19], [20], [21] в качестве местных агрегатов:

$G_{\text{рец}}$ – расход воздуха, кг/ч;

$Q_{вдX}^{\max}$ – холодопроизводительность ТН, Вт;

$Q_{вдТ}^{\max}$ – теплопроизводительность ТН, Вт;

$t_{\text{вн}}$ – начальная температура воздуха, входящего в ВД, °С;

$t_{\text{вд}}$ – конечная температура воздуха на выходе из ВД, °С;

$t_{\text{wн}}$ – начальная температура воды, °С;

$t_{wк}$ – конечная температура воды, °С;

хладагент – R407C.

Эксплуатационные затраты

Для системы с местными агрегатами – фанкойлами.

Общие затраты будут складываться:

$$C = T + Э_x + Э_{нх} + Э_{нт},$$

где T – затраты на теплоту, поступающую в систему теплоснабжения фанкойлов, руб/год;

$Э_x$ – затраты на электроэнергию, потребляющую компрессором холодильной машины, руб/год;

$Э_{нх}$ – затраты на электроэнергию, потребляемую насосом, поддерживающим давление в системе теплоснабжения фанкойлов, руб/год;

$Э_c$ – затраты на электроэнергию, потребляемую насосом, поддерживающим давление в системе холодоснабжения фанкойлов, руб/год.

Затраты на тепловую энергию, потребляемую системой:

$$T = Q_{год} \cdot p,$$

где p – стоимость 1 Гкал тепла, руб/Гкал;

$Q_{год}$ – годовое потребление тепла, Гкал.

Потребление тепла за год:

$$Q_{год} = \sum_{м=январь}^{декабрь} \sum_{д=1}^{30(31)} \sum_{ч=1}^{24} Q_{мдч},$$

где $Q_ч$ – потребление тепла в расчетный час [22], [23].

Затраты на электроэнергию, потребляемую приводом компрессора холодильной машины:

$$Э_x = N_э^{год} \cdot C_э,$$

где $C_э$ – плата за электроэнергию, руб./(кВт·ч);

$N_э^{год}$ – расчетный расход электроэнергии за год, кВт.

Электрическая мощность рассчитывается:

$$N_э^{год} = \sum_{м=январь}^{декабрь} \sum_{д=1}^{30(31)} \sum_{ч=1}^{24} N_{мдч},$$

где $N_ч$ – мощность для привода компрессора в расчетный час, кВт.

Электрическая мощность рассчитывается:

$$N_{тн}^{час} = \frac{Q_ч^{\,x} \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i},$$

где $Q_ч^x$ – потребление холода в расчетный час.

Затраты на электроэнергию, потребляемую насосным оборудованием:

$$Э_н = N_э^{год} \cdot C_э ,$$

где $C_э$ – плата за электроэнергию, руб/(кВт·ч);

$N_э^{год}$ – расчетный расход электроэнергии за год, кВт.

Электрическая мощность рассчитывается:

$$N_н = \mathrm{k} \frac{g \cdot Q \cdot H \cdot \gamma}{\eta_{нас} \cdot \eta_{пер}} ,$$

где k – коэффициент запаса;
g – ускорение свободного падения, 9,8м/с^2;
Q – расход перекачиваемой среды, м^3/ч;
H – расчетная высота подачи, м;
γ – плотность среды, кг/м^3;
$\eta_{нас}, \eta_{пер}$ – КПД насоса и КПД передачи.

Для системы с местными агрегатами – тепловыми насосами.

Общие затраты будут складываться:

$$C = T + Э_x + Э_{тн} + Э_c ,$$

где T – затраты на теплоту, поступающую в контур, руб/год [22], [23];
$Э_x$ – затраты на электроэнергию, потребляющую компрессором холодильной машины, руб/год;
$Э_{тн}$ – затраты на электроэнергию, потребляющую компрессором ТН, руб/год;
$Э_c$ – затраты на электроэнергию, потребляющую насосом, поддерживающим давление в водяном контуре, руб/год.

Затраты на тепловую энергию, потребляемую системой:

$$T = Q_{год} \cdot p ,$$

где p – стоимость 1Гкал тепла, руб./Гкал.
$Q_{год}$ – годовое потребление тепла, Гкал.

Потребление тепла за год:

$$Q_{год} = \sum_{м=январь}^{декабрь} \sum_{д=1}^{30(31)} \sum_{ч=1}^{24} Q_{мдч} ,$$

где $Q_ч$ – потребление тепла в расчетный час.

Часовая теплопотребность будет равна:

$$Q_ч = \left(\sum_{n=1}^{i} G_{nS} + \sum_{m=1}^{i} G_{mN} \right) \cdot \Delta t_w ,$$

где $\Delta t_w = t_{wk} - t_w$, когда $\Delta t_w > 0$.

В этом выражении t_w – уставка для системы автоматического управления, которая принимается 20°С;

$$t_{wk} = \frac{\sum_{n=1}^{i} \left[G_{nS} \cdot (t_{wk})_{nS} \right] + \sum_{m=1}^{i} \left[G_{mN} \cdot (t_{wk})_{mN} \right]}{\sum_{n=1}^{i} G_{nS} + \sum_{m=1}^{i} G_{mN}} .$$

Если ТН работает на обогрев, то t_{wk} – нижнее значение теплоносителя-воды в водяной петле, принимается 17,5°С.

Расход теплоносителя G, кг/ч, по каждому помещению принимается из выражения:

$$G = \frac{3{,}6Q_{нагр}}{4{,}2 \cdot (t_{верхн} - t_{нижн})},$$

где $Q_{нагр} = Q_{вд} - N_i$, если ТН работает на обогрев;

$$N_i = \frac{\mathrm{Q_{вд}} \cdot l}{q_k \cdot \eta_i}.$$

Параметры l и q_k определены для рассматриваемой модели [5], [19], их значения сведены в таблицы.

Затраты на электроэнергию, потребляемую приводом компрессора холодильной машины:

$$Э_x = N_э^{год} \cdot C_э,$$

где $C_э$ – плата за электроэнергию, руб./(кВт·ч);

$N_э^{год}$ – расчетный расход электроэнергии за год, кВт.

Потребляемая мощность привода компрессора холодильной машины в год:

$$N_э^{год} = \sum_{м=январь}^{декабрь} \sum_{д=1}^{30(31)} \sum_{ч=1}^{24} N_{мдч},$$

где $N_ч$ – мощность для привода компрессора в расчетный час, кВт.

Электрическая мощность рассчитывается:

$$N_{тн}^{час} = \frac{Q_ч^{\,x} \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i}.$$

Потребление холода в расчетный час:

$$Q_ч^{\,x} = \left(\sum_{n=1}^{i} G_{nS} + \sum_{m=1}^{i} G_{mN} \right) \cdot \Delta t_w,$$

где $\Delta t_w = t_{wk} - t_w$, когда $\Delta t_w < 0$.

В этом выражении t_w – уставка, которая принимается 20°С;

$$t_{wk} = \frac{\sum_{n=1}^{i} \left[G_{nS} \cdot (t_{wk})_{nS} \right] + \sum_{m=1}^{i} \left[G_{mN} \cdot (t_{wk})_{mN} \right]}{\sum_{n=1}^{i} G_{nS} + \sum_{m=1}^{i} G_{mN}}.$$

Если ТН работает на охлаждение, то t_{wk} – верхнее значение теплоносителя-воды в водяной петле, принимается 22,5°С.

Расход теплоносителя G, кг/ч, по каждому помещению принимается из выражения:

$$G = \frac{3{,}6Q_{нагр}}{4{,}2 \cdot (t_{верхн} - t_{нижн})},$$

где $Q_{нагр} = Q_{вд} + N_i$, если ТН работает на охлаждение;

$$N_i = \frac{Q_{вд} \cdot l}{q_x \cdot \eta_i}.$$

Параметры l и qx определены для рассматриваемой модели [5], [19], их значения сведены в таблицы.

Затраты на электроэнергию, потребляемую компрессором ТН:

$$Э_{тн} = (\sum_{n=1}^{iS} (N_{тн}^{год})_{nS} + \sum_{m=1}^{iN} (N_{тн}^{год})_{mN}) \cdot C_э,$$

где $C_э$ – плата за электроэнергию, руб/(кВт·ч);

$N_{тн}^{год}$ – расчетный расход электроэнергии привода компрессора ТН, установленного в i-м помещении за год, кВт.

Расчетный расход электроэнергии в расчетный час на привод компрессора ТН в помещении будет зависеть, помимо всего прочего, и от режима работы ТН, то есть от того, обеспечивает ли он в расчетный час охлаждение или нагрев помещения. Влияние температур кипения и конденсации используемого хладагента на производительность и КПД холодильного цикла достаточное, чтобы им не пренебрегать. Поэтому, применимо к рассматриваемой модели, соотношения между основными показателями циклов вычислены при различных температурах кипения для режима отвода тепла (охлаждение помещения) и различных температурах конденсации для режима компенсации теплопотерь (обогрев помещения).

Таблица 1. Циклы паровой компрессионной машины при температуре конденсации хладона R407C 28°C, давлении конденсации 10,92 Бар и различных температурах кипения

Давление кипения, Бар	Температура кипения, ^{0}C	Удельная холодо-производительность, кДж/кг	Массовый расход, кг/(с·кВт)	Удельный объем всасываемого пара, м^3/кг	Теплота сжатия, кДж/кг	Потребляемая теоретическая мощность, кВт/кВт
5,55	6	187,80	0,00532	0,045	24,55	0,1307
5,74	7	188,42	0,00531	0,043	23,33	0,1238
5,93	8	189,04	0,00529	0,042	22,12	0,1170
6,12	9	189,66	0,00527	0,041	20,92	0,1103
6,33	10	190,49	0,00525	0,039	19,73	0,1036
6,53	11	190,89	0,00524	0,038	18,56	0,0972
6,75	12	191,31	0,00523	0,037	17,39	0,0909
6,96	13	191,73	0,00522	0,035	16,23	0,0847
7,19	14	192,14	0,00520	0,034	15,08	0,0785
7,42	15	192,76	0,00519	0,033	13,94	0,0723
7,65	16	193,38	0,00517	0,032	12,82	0,0663

Таблица 2. Циклы паровой компрессионной машины при температуре испарения хладона R407C 15°C, давлении испарения 7,41 Бар и различных температурах конденсации

Давление конден-сации, Бар	Температура конденсации, °C	Удельная холодо-произво-дительность, кДж/кг	Удельная тепло-произво-дительность, кДж/кг	Массовый расход, кг/(с·кВт)	Удельный объем всасываемого пара, м^3/кг	Теплота сжатия, кДж/кг	Потребляемая теоретическая мощность, кВт/кВт
8,64	20	206,85	213,10	0,00483	0,033	5,49	0,0265
8,91	21	205,31	212,46	0,00487	0,033	6,57	0,0320
9,17	22	203,74	212,07	0,00491	0,033	7,64	0,0375
9,45	23	202,16	211,17	0,00495	0,033	8,71	0,0431
9,73	24	200,57	211,00	0,00499	0,033	9,77	0,0487
10,02	25	198,98	210,34	0,00503	0,033	10,82	0,0544
10,31	26	197,37	209,42	0,00507	0,033	11,86	0,0601
10,61	27	195,76	208,99	0,00511	0,033	12,91	0,0659
10,92	28	194,13	208,32	0,00515	0,033	13,94	0,0718
11,24	29	192,50	208,12	0,00519	0,033	14,97	0,0778

Давление конден-сации, Бар	Температура конденсации, °С	Удельная холодо-произво-дительность, кДж/кг	Удельная тепло-произво-дительность, кДж/кг	Массовый расход, кг/(с·кВт)	Удельный объем всасываемого пара, м^3/кг	Теплота сжатия, кДж/кг	Потребляемая теоретическая мощность, кВт/кВт
11,56	30	190,85	207,18	0,00524	0,033	15,99	0,0838
11,89	31	189,20	206,52	0,00529	0,033	17,01	0,0899
12,22	32	187,54	205,60	0,00533	0,033	18,02	0,0961
12,56	33	185,97	204,98	0,00538	0,033	19,02	0,1023
12,91	34	184,18	204,37	0,00543	0,033	20,02	0,1087
13,27	35	182,49	203,10	0,00548	0,033	21,01	0,1151

Режим отвода теплоизбытков (охлаждение помещения):

$$N_{тн}^{час} = \frac{\mathrm{Q_{ио}} \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i} = \frac{\mathrm{Q_{вд}} \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i}$$

Режим компенсации теплопотерь (нагрев помещения):

$$N_{тн}^{час} = \frac{\mathrm{Q_{ит}} \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i} = \frac{\left(\mathrm{Q_{вд}} - \mathrm{N_i}\right) \cdot l}{q_x \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_i}$$

Затраты на электроэнергию, потребляемую насосным оборудованием:

$$Э_н = N_э^{год} \cdot C_э ,$$

где $C_э$ – плата за электроэнергию, руб/(кВт·ч);

$N_э^{год}$ – расчетный расход электроэнергии за год, кВт.

Электрическая мощность рассчитывается:

$$N_н = \mathrm{k} \frac{g \cdot Q \cdot H \cdot \gamma}{\eta_{нас} \cdot \eta_{пер}} ,$$

где k – коэффициент запаса;
g – ускорение свободного падения, 9,8м/с^2;
Q – расход перекачиваемой среды, м^3/ч;
H – расчетная высота подачи, м;
γ – плотность среды, кг/м^3;

$\eta_{нас}, \eta_{пер}$ – КПД насоса и КПД передачи.

Таблица 3. Приведенные затраты местно-центральной системы кондиционирования с тепловыми насосами и фанкойлами на 1 кв.м. ограждающих конструкций, выполненных в соответствии со СНиП 23-02, в Санкт-Петербурге за 1 год

Статья затрат	Система с фанкойлами	Система с тепловыми насосами	Тариф
Капитальные вложения			
Стоимость оборудования и материалов	1116 руб. (удельная стоимость 7,2руб./1Вт)	3146,5 руб. (удельная стоимость 20,3руб./1 Вт)	-
Эксплуатационные затраты			
Тепловая энергия, кВт/м^2 наружн. огр.	151,06	69,65	1000 руб/1Гкал
Электропотребление холодильных машин, кВт*ч/ м^2 наружн. огр.	44,5	25,26	3,45 руб/1кВт*ч
Электропотребление насосного оборудования, кВт*ч/ м^2 наружн. огр.	0,172	0,289	3,45 руб/1кВт*ч
Электропотребление приводов	0	47,43	3,45 руб/1кВт*ч

Статья затрат	Система с фанкойлами	Система с тепловыми насосами	Тариф
компрессоров, кВт*ч/ м^2 наружн. огр.			
Общее электропотребление, кВт*ч/ м^2 наружн. огр.	44,7	72,98	3,45 руб/1кВт*ч
Всего	15 260,84 руб.	7 217,44 руб.	-
Приведенные затраты при нормативном коэффициенте эффективности капитальных вложений 0,2			
	15 484,04 руб.	7 846,74 руб.	

Расчет приведенных затрат показал, что наиболее экономически привлекательным техническим решением является система обеспечения параметров микроклимата с тепловыми насосами в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур. Срок окупаемости этого решения при сложившихся тарифах на тепловую и электроэнергию составит около 2,5 лет.

Литература:

1. Дацюк Т. А., Васильев В. Ф., Дерюгин В. В., Ивлев Ю. П. Новая технология проектирования систем обеспечения микроклимата зданий // Вестник гражданских инженеров. 2005. №3(4). С. 57-63.
2. Дацюк Т. А., Леонтьева Ю. Н., Мелех Т. Х. Улучшение тепловой защиты зданий // Инженерные системы. 2007. №3(30). С. 52-55.
3. Авсюкевич Д. А., Осовский В. А. Термоэкономическая модель системы теплоснабжения. // Материалы Международной научно-технической конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции». М. : МГСУ, 2005.
4. Белова Е. М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. М.: Евроклимат, 2006. 399 с.
5. Белова Е. М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. М.: Евроклимат, 2003. 640 с.
6. Аверьянова О. В. Климатические системы с тепловыми насосами и водяным контуром // Инженерно-строительный журнал. 2009. № 2. С. 19-22.
7. Аверьянова О. В. Системы кондиционирования для ЦОД // Вентиляция. Кондиционирование. Отопление. 2010. Февраль. С. 36-39.
8. Аверьянова О. В. Возможности использования внутренних теплопоступлений в системах кондиционирования // Инженерные системы. 2009. № 1(38). С. 26-28.
9. СНиП 31-06-2009 Общественные здания и сооружения.
10. СНиП 31-05-2003 Общественные здания административного обозначения.
11. СНиП 2.04.05-91* Отопление, вентиляция и кондиционирование.
12. Райзберг Б. А., Лозовский Л. Ш., Стародубцева Е. Б. Современный экономический словарь : 5-е изд., перераб. и доп. М.: ИНФРА-М, 2007. 495 с.
13. СНиП 23-01-99* Строительная климатология.
14. СНиП 41-01-2003* Отопление, вентиляция и кондиционирование.
15. СНиП 2.01.01-82 Строительная климатология и геофизика.
16. СНиП II-3-79* Строительная теплотехника.
17. Пособие 2.91 к СНиП 2.04.05-91.
18. Влажный воздух : Справочное пособие АВОК 1-2004. М. : АВОК-ПРЕСС, 2004. 46 с.
19. Доссат Р. Дж. Основы холодильной техники / Пер. с англ. М. : Легкая и пищевая пром-ть, 1984. 520 с.
20. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов / Под ред. чл.-корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. Л. : Химия, 1987. 576 с.
21. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А., Пятаков Г. Л. Расчет горизонтального кожухотрубного испарителя холодильной установки: Метод. указания для студентов специальностей 140401,140504, 190603, 260601, 260602, 220301, 260202, 260204, 260301, 260303, 260504,280201 / СПбГУНиПТ. СПб. , 2008. 31 с.
22. СП 23-101-2004 Проектирование тепловой защиты.
23. СНиП 23-02-2003 Тепловая защита зданий.

**Олеся Валерьевна Аверьянова, Санкт-Петербург, Россия*
Тел. моб.: +7(911)996-83-47; эл. почта: olesyaav@yandex.ru

Аверьянова О.В. Энергосберегающие технические решения для местно-центральных систем обеспечения микроклимата при использовании тепловых насосов в качестве местных агрегатов, объединенных в единый водяной контур

Анализ эффективности систем кондиционирования с секцией осушения воздуха

Магистрант Е.М. Титова*;
аспирант О.В. Аверьянова,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Современное инженерное обеспечение может быть конкурентоспособным только при максимальной экономии энергии и сокращении эксплуатационных затрат путем использования наиболее прогрессивных технических решений.

Во многих случаях повышенная относительная влажность воздуха в помещении приводит к накоплению влаги в ограждающих конструкциях, что вызывает их повреждение и разрушение в условиях отрицательных температур наружного воздуха [1].

Поддержание заданного значения относительной влажности воздуха в помещениях со значительными влаговыделениями, таких как бассейны, аквапарки и другие спортивные сооружения, вызывает необходимость осушения воздуха. Применение центральных кондиционеров с секцией осушения, представляющей собой охладитель воздуха, позволяет существенно снизить эксплуатационные затраты на энергоснабжение зданий [2].

Осушение воздуха

Требуемое значение относительной влажности воздуха обеспечивается ассимиляцией влаги осушенным воздухом, имеющим более низкое влагосодержание, чем влагосодержание внутреннего воздуха.

Существуют три способа осушения воздуха, основанные на таких физических явлениях как адсорбция, абсорбция и конденсация водяных паров. [3]

Конденсация

Работа конденсационных осушителей воздуха основана на принципе конденсации содержащегося в воздушной массе водяного пара на поверхностях, имеющих температуру ниже температуры точки росы воздуха [4].

Достоинства:

- конденсация влаги внутри агрегата способствует переводу скрытого тепла в явное, которое обуславливает дополнительный подогрев воздуха, циркулирующего в системе;
- работает в автоматическом режиме по заранее заданным настройкам.

Недостатки:

- неэффективны в помещениях с низкой температурой воздуха.

Адсорбция

Способ основан на использовании принципа адсорбции. Влага при этом собирается на специальном адсорбирующем материале типа силикагеля с последующей регенерацией, путем прокаливания [4].

Достоинства:

- эффективны при низких температурах воздуха для его глубокой осушки;
- возможность осушения воздуха без его охлаждения, а также осушение воздуха при температуре ниже 0°С.

Недостатки:

- безвозвратные потери тепла вместе с удаляемыми парами воды в виде скрытой теплоты ее конденсации;
- безвозвратные потери тепла в явном виде, расходуемого на регенерацию адсорбирующих материалов путем их прокаливания;
- неэффективны в помещениях с высокой температурой воздуха.

Абсорбция

При абсорбции водяные пары из воздуха поглощаются жидкими поглотителями – растворами солей [4].

Достоинства:

- возможность получения воздуха с низким влагосодержанием.

Недостатки:

- опасность уноса солевого раствора потоком осушаемого воздуха и его последующего оседания на металлических поверхностях, что может привести к дополнительной коррозии металла вместо защиты от нее.
- большой объем оборудования.

Пример использования системы осушения

Задача исследования – выбрать наиболее экономически целесообразный вариант поддержания внутренних климатических параметров для помещений с высоким влаговыделением на примере крытого бассейна и показать его эффективность.

В плавательных бассейнах, где согласно СП 31-113-2004 «Бассейны для плавания» температура воды должна быть не менее 26°С, а температура воздуха должна превышать ее на 1–2°С, безусловными преимуществами обладают осушители конденсационного типа [4].

Рассмотрим три варианта систем вентиляции и кондиционирования воздуха:

- прямоточная система с охладителем;
- прямоточная система с рекуперацией;
- система с рециркуляцией и утилизацией тепла внутреннего воздуха.

Расчет влаговыделений

Влаговыделения с поверхности бассейна в период «использования»:

$$W_{отк} = (0{,}118 + 0{,}01995 \cdot a \cdot \frac{\Delta P}{1{,}333}) \cdot F \quad (1)$$

где F – площадь зеркала воды,м^2,
a – коэффициент занятости бассейна,
ΔP – разность давления водяных паров в воздухе и над водой.

Влаговыделения с поверхности бассейна в период «бездействия»:

$$W_{отк} = (-0{,}059 + 0{,}0105 \cdot \frac{P_w - P_1}{1{,}333}) F \quad (2)$$

Количество влаги, выделяемой людьми в период «использования» бассейна:

$$W_л = N_{чел} \cdot w_л \quad (3)$$

Суммарные влагопоступления в период «использования»:

$$\sum W = W_л + W_{отк} \quad (4)$$

Минимально требуемый расход воздуха для удаления избытков влаги:

$$G_{пр} = \frac{\sum W}{\Delta d} \cdot 1000 \quad (5)$$

где Δd – разница влагосодержания внутреннего и наружного воздуха.

Расчет теплопотребности и потребности электроэнергии

Расчет произведен по среднемесячной температуре по данным СНиП 23-01-99* «Строительная климатология».

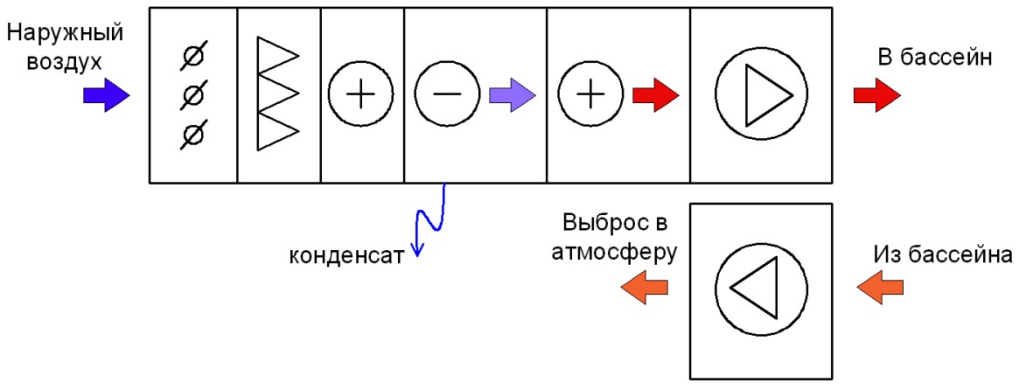

Рисунок 1. Прямоточная схема

1 вариант (рис. 1). Для ассимиляции избытков влаги подается нагретый осушенный наружный воздух.

Система представляет собой раздельную приточно-вытяжную систему.

Приток состоит из двух водяных нагревателей, охладителя и вентилятора.

Потребляемая осушителем электрическая мощность: $N_{Эл}$, кВт.

Количество теплоты, необходимое на нагрев воздуха:

$$Q_{тепл} = G \cdot c \cdot \Delta t\,, \qquad (6)$$

где G – расход воздуха в помещении, м^3/ч;
c – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг*С);
Δt – разность температур внутреннего и наружного воздуха.

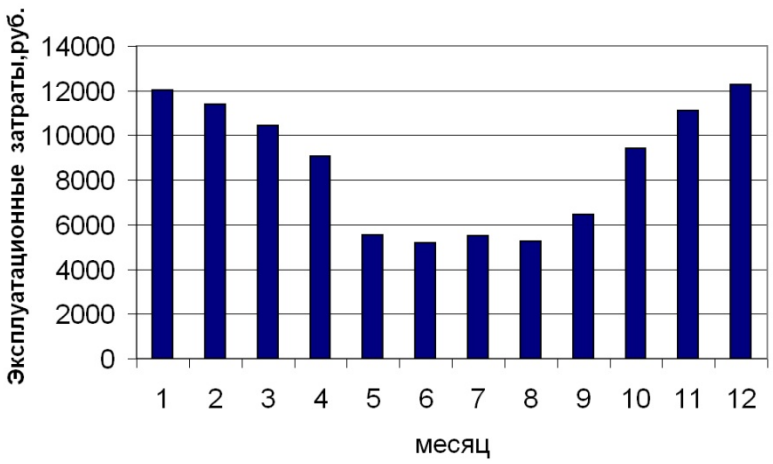

Рисунок 2. Эксплуатационные затраты*
***Стоимость Гкал тепловой энергии – 1067,22 руб. Стоимость кВт*ч электроэнергии – 1,43 руб.**

2 вариант (рис. 3). Для ассимиляции избытков влаги подается нагретый осушенный наружный воздух.

Для использования теплоты удаляемого воздуха установлен теплообменник, что позволяет экономить значительное количество энергии, требуемой на обогрев. [5]

Система состоит из приточной и вытяжной установок, охладителя, водяного нагревателя и пластинчатого теплообменника (рекуператор тепла).

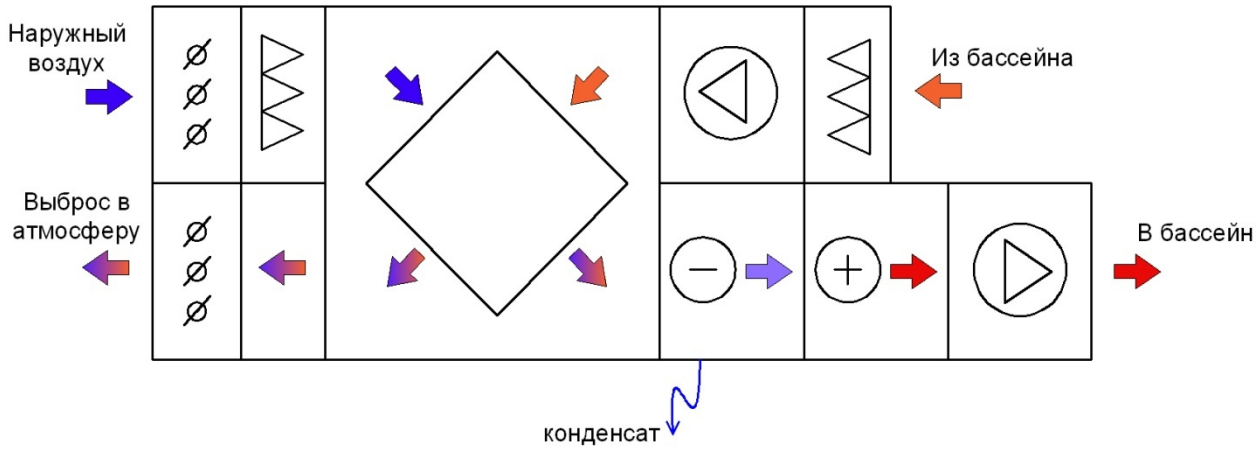

Рисунок 3. Схема с рекуперацией

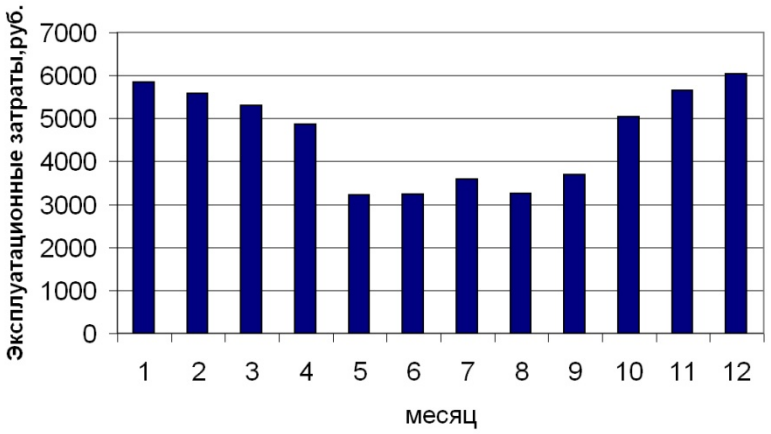

Рисунок 4. Эксплуатационные затраты

Потребляемая осушителем электрическая мощность: $N_{Эл}$, кВт.

Из расчета вар. 1 на нагревание наружного воздуха теоретически требуется $Q_{тепл}$ (6).

Пластинчатый теплообменник рекуперирует 50% тепла из удаляемого воздуха [5]:

$$Q_{РЕК} = 0{,}5 \cdot Q_{тепл}. \quad (7)$$

Количество теплоты, необходимое на нагрев воздуха:

$$Q = Q_{тепл} - Q_{РЕК}. \quad (8)$$

3 вариант (рис. 5). Для ассимиляции избытков влаги подается смесь осушенного воздуха и нагретого наружного воздуха.

Система состоит из приточной и вытяжной установок, пластинчатого теплообменника, водяного нагревателя и теплового насоса.

Пластинчатый теплообменник играет роль рекуператора тепла – нагрев приточного воздуха. Тепловой насос выполняет две функции: осушает рециркуляционный воздух и догревает смесь наружного и внутреннего воздуха [6].

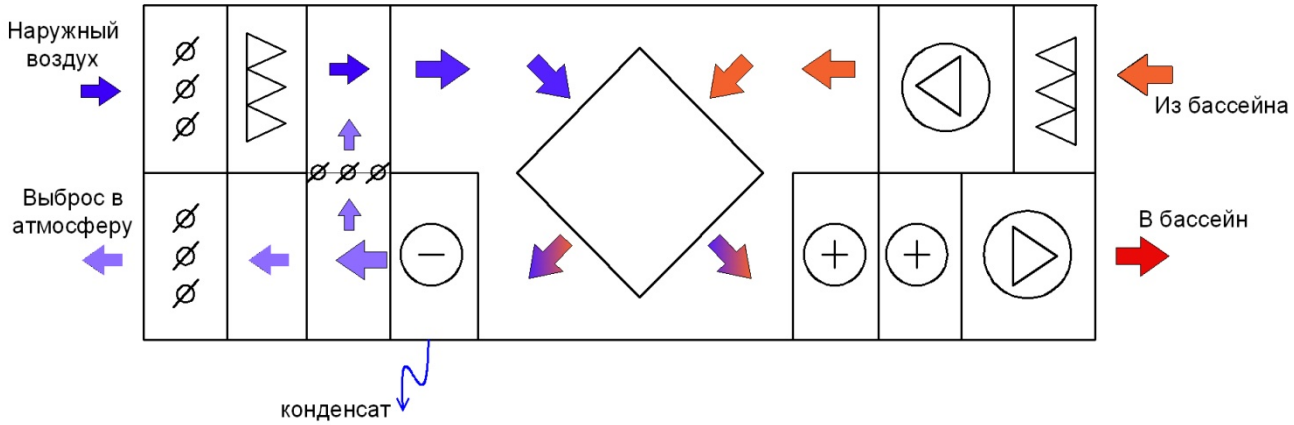

Рисунок 5. Схема с рециркуляцией и утилизацией тепла внутреннего воздуха

А. Период «использования» бассейна (8 часов)

Согласно СП 31-113-2004 «Бассейны для плавания» минимально требуемое количество свежего воздуха составляет 80 м^3/ч на одного занимающегося:

$$L = N_{чел} \cdot 80 м^3 / ч, \quad (9)$$

где F – площадь зеркала воды, м^2.

Количество влаги, ассимилируемое нагретым свежим воздухом:

$$W_{асс} = \frac{L \cdot \gamma_в \cdot \Delta d}{c_в}, \quad (10)$$

где $\gamma_в, c_в$ – удельный вес и удельная теплоемкость воды.

Теоретически требуется $Q_{тепл}$ (6).

Пластинчатый теплообменник рекуперирует 50% тепла из удаляемого воздуха:

$$Q_{PEK} = 0{,}5 \cdot Q_{тепл}. \quad (7)$$

Тепловой насос рекуперирует оставшуюся теплопотребность:

$$Q = Q_{тепл} - Q_{PEK}. \quad (8)$$

Коэффициент энергетической эффективности КЭЭ теплового насоса – 4 [6].

Электрическая мощность, расходуемая в тепловом насосе:

$$N_{Эл} = \frac{Q}{4}. \quad (11)$$

Б. Период «бездействия» бассейна (16часов)

В данном режиме происходит полная рециркуляция без наружного воздуха с осушением внутреннего.

Выделение тепла в тепловом насосе при осушении воздуха от выпадения влаги:

$$Q_{Вл} = \sum W \cdot r_{скр}, \quad (12)$$

где $r_{скр}$ – скрытая теплота на испарение влаги.

Электрическая мощность, расходуемая в тепловом насосе:

$$N_{Эл} = \frac{Q}{4}. \quad (11)$$

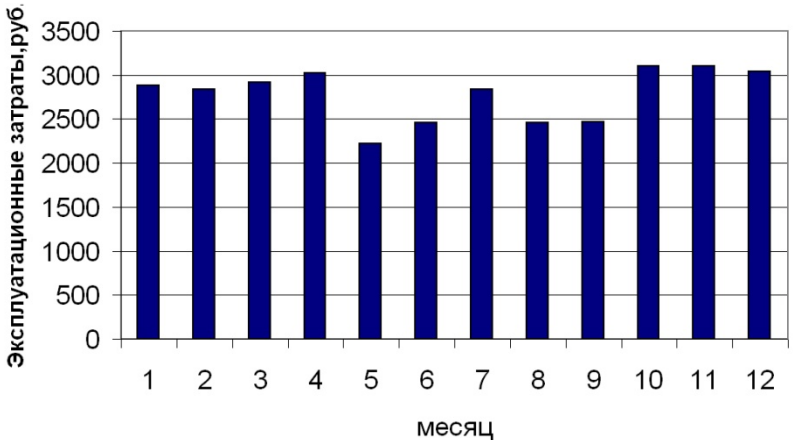

Рисунок 6. Эксплуатационные затраты

Расчет степени эксплуатационной надежности

Основной критерий надежности систем вентиляции и кондиционирования воздуха – безотказная работа системы или отдельных ее элементов $P(x)$ в течение заданной продолжительности работы x часов [2].

Вероятность безотказной работы при параллельном по надежности включении элементов:

$$P(x) = 1 - (1 - P_{эл}(x))^n, \quad (13)$$

где $P_{эл}(x)$ – вероятность безотказной работы элемента системы;
n – число параллельно включенных элементов одного назначения.

Вероятность безотказной работы при последовательном по надежности включении элементов:

$$P(x) = P_1(x) \cdot P_2(x) \cdot P_3(x) \ldots P_n(x), \quad (14)$$

где n – число последовательно включенных элементов при вероятностях их безотказной работы P_1, P_2,…P_n.

Экономия эксплуатационных затрат:

$$\Delta = \frac{Э_{баз} - Э_i}{Э_{баз}}, \quad (15)$$

где $Э_i$ – годовые эксплуатационные затраты системы, руб.;

$Э_{баз}$ – годовые эксплуатационные затраты традиционной приточно-вытяжной системы, руб.

Экономия эксплуатационных затрат с учетом надежности:

$$\Delta_{над} = \Delta \cdot P(x). \quad (16)$$

Таблица 1. Экономия эксплуатационных затрат

Вар.	Система	Вероятность безотказной работы	Экономия эксплуатационных затрат без учета надежности	Экономия эксплуатационных затрат с учетом надежности
Вар.1	Прямоточная + осушитель	0,149	-	-
Вар.2	Рекуперация + осушитель	0,156	46,6%	7,3%
Вар.3	Рекуперация + Рециркуляция+ ТН	0,355	70%	24,9%

Расчет приведенных затрат и эффективности системы

Экономическая целесообразность применения энергосберегающих решений определяется исходя из сравнительной экономической эффективности капитальных вложений, необходимых для осуществления такого мероприятия, т.е. сопоставляют затраты и результаты, полученные при этих затратах. Экономически наиболее целесообразным является вариант решения, при котором минимальны приведенные затраты $П_{\substack{рив. \\ затр.}}$, являющиеся суммой эксплуатационных затрат $Э_{\substack{ксп. \\ затр.}}$ и капитальных вложений $K_{\substack{ап. \\ затр.}}$, приведенных к одинаковой размерности в соответствии с нормативным коэффициентом сравнительной эффективности капитальных вложений [2].

$$П_{\substack{рив. \\ затр.}} = \mu \cdot K_{\substack{ап. \\ затр.}} + K_{\substack{площ. \\ сист.}} + У \cdot (Э_{\substack{ксп. \\ затр.}} - \Delta_{над} \cdot Э_{\substack{ксп. \\ затр.}}), \quad (17)$$

где $П_{\substack{рив. \\ затр.}}$ – приведенные затраты, руб.;

$K_{\substack{ап. \\ затр.}}$ – капитальные затраты, руб.;

$K_{\substack{площ. \\ сист.}}$ – затраты на площадь, занимаемой системой, руб.;

$Э_{\substack{ксп. \\ затр.}}$ – годовые эксплуатационные затраты, руб.;

μ – коэффициент при различных сроках службы системы и сроках учета капитальных вложений и эксплуатационных затрат;

$У$ – коэффициент, служащий для приведения одинаковых по величине годовых эксплуатационных затрат к уровню базисного года;

$\Delta_{над}$ – экономия эксплуатационных затрат с учетом надежности системы.

Эффективность технологии:

$$Э_ф = П_{баз} - П_i. \quad (18)$$

Срок полной окупаемости системы:

$$\frac{K_{ап.затр}}{\Delta Э} = \frac{K_{ап.затр} + K_{площ.сист}}{Э_{баз} - Э_{ксп.затр}}. \quad (19)$$

Таблица 2. Сводная таблица

Система	Эксплуатационные затраты, руб.	Капитальные затраты, руб.	Затраты на площадь, занимаемую системой, руб.	Приведенные затраты	Эффективность	Срок окупаемости
Прямоточная + осушитель	103659	154236	49995	1359795	-	-
Рекуперация + осушитель	55326	468568	113124	1213157	146639	12,0
Рекуперация + рециркуляц + ТН	33870	510989	135744	1019895	339901	9,2

Тенденция высокого роста стоимости топливно-энергетических ресурсов, сокращение запасов ресурсов, возрастающая с каждым годом потребность в тепловой энергии привели к необходимости тщательного выбора системы кондиционирования воздуха и экономического обоснования этого выбора [5].

По полученным результатам можно сделать вывод, что не смотря на увеличение капитальных затрат, наиболее эффективным решением является система центрального кондиционирования с секцией осушения воздуха и рекуператором.

Литература:

1. Хасанов А. О. Некоторые аспекты микро-климатической поддержки в крытых бассейнах и аквапарках / А. О. Хасанов, А. В. Стариков, С. А. Хорошилов, Е. П. Вишневский, М. Ю. Салин // С.О.К. 2008. №11. URL: http://www.c-o-k.ru/showtext/?id=2133&from=online&params=num%3D11 (дата обращения: 16.02.2011).
2. Богуславский Л. Д. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справочное пособие. М. : Стройиздат, 1990. 624 с.
3. Белова Е. М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. М. : Евроклимат, 2003. 640 с.
4. Вишневский Е. П. Анализ особенностей использования основных методов осушения воздуха // Технический бюллетень. 2003. №1. С. 4-6.
5. Вишневский Е. П. Рекуперация тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха // С.О.К. URL: http://www.c-o-k.ru/showtext/?id=845&from=online&params=num%3D11 (дата обращения: 16.02.2011).
6. Жданов И. А. Экономический аспект применения осушителей в бассейнах / И. А. Жданов, А. П. Данченков // Аквалайф. 2001. №9. URL: http://uel.ru/downloads/Dth-article3.pdf (дата обращения 16.02.2011).
7. Харитонов В. П. Проектирование систем вентиляции для закрытых бассейнов в коттеджах // АВОК. – 2007. – №6. – С. 52-60.
8. Влагоудаление в крытых бассейнах // Сантехника. 2001. №5. С. 15.
9. Влажный воздух : Справочное пособие АВОК 1-2004. М. : АВОК-ПРЕСС, 2004. 46 с.
10. Ананьев В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В. А. Ананьев, Л. Н. Балуева, В. П. Мурашко. М. : Евроклимат, 2008. 503 с.
11. Сотников А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. СПб. : АТ, 2005. 504 с.
12. Кокорин О. Я. Современные системы кондиционирования воздуха. М. : Издательство физико-математической литературы, 2003. 272 с.
13. Справочник проектировщика. Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Под ред. И. Г. Староверова, Н. Н. Павлова, Ю. И. Шиллера. М. : Стройиздат, 1992. 319 с.
14. Harriman, L. G., Judge J. Dehumidification equipment advances // ASHRAE Journal. 2002. №44(8). P. 22-27.
15. Harriman L. G., Plager D., Kosar D. R. Dehumidification and cooling loads from ventilation air // ASHRAE Journal. 1997. №39(11). P. 37-45.

**Екатерина Михайловна Титова, Санкт-Петербург, Россия*

Тел. моб.: +7(951)663-53-86; эл. почта:6635386@gmail.com

Математическое моделирование гидравлических режимов балансировки и управления подсистемой нагревания и охлаждения-осушения воздуха в СКВ и СВ

Д.т.н., профессор А.Г. Сотников*,
НП «АВОК-Северо-Запад»;
магистрант А.П. Русаков,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий

Ключевые слова: подсистема; нагревание; аппарат; обвязка; клапан; перемычка; балансировка; регулирование; характеристика.

Нагревание и охлаждение-осушение – основные процессы обработки воздуха в СКВ и СВ. Они отличаются сложностью и разнообразием режимов работы аппаратов, управления ими, а воздухонагреватель – еще и повышенной аварийностью. Общепризнано, что по этому показателю, не всегда понятному и плохо объяснимому специалистами, нагревание – «ахиллесова пята» нашей специальности. На основании законов теории вероятности можно оценить соответствующий ущерб в масштабах страны. Он пропорционален общему числу водяных нагревателей – по крайней мере это сотни тысяч; вероятности замерзания воды в трубках и выхода такого аппарата из строя – оценим его за год величиной p=0,2…0,5 и затратами на ремонт или замену аппарата, составляющими в среднем около 10 тыс. руб. При перемножении этих величин можно получить годовую сумму национального ущерба в год, достигающую миллиардов рублей.

Ситуацию крайне осложняет повсеместное недостаточное понимание, а то и пренебрежение постоянно происходящими процессами перераспределения расходов, давлений и температур воды и нагреваемого воздуха при управлении и балансировке этих узлов. Налицо одновременность аэродинамических, гидравлических и тепловых процессов в подсистеме нагрева или охлаждения, отягощаемая массообменном при осушении воздуха. К воздухоохладителям этот материал относится в том случае, когда аппаратом управляют переменной температурой воды перед ним. Переход на казалось бы безаварийное насосное решение и схему с подмешиванием, постоянный расход воды и постоянная скорость воды в трубках устраняет одни причины, однако, как показала практика, полностью не спасает от этой беды.

При достаточном количестве разных публикаций на основные вопросы отвечают далеко не все, тем более что замерзание воды в трубках, как и многие аварии в технике – явление многофакторное [3, 7, 11, 16]. В общем случае замерзание воды или хотя бы опасность замерзания является сложным стохастическим явлением, и поэтому его можно описывать известным законом американского инженер-капитана Э. Мэрфи [13], открытого им еще в 1949 г., а точнее четвертым следствием из него, гласящим: «…*если четыре причины возможных неприятностей заранее устранены, то всегда найдется пятая…*». Впрочем, об этом говорят и другие законы: расширенный закон Мэрфи, следствие Франсдика, расширение закона Мэрфи, сделанное Гаттузо и др.

Традиционная надежда на защиту не всегда верна, т.к. в автоматизации принято, что защита должна работать лишь в *аварийных* по замерзанию ситуациях. Это стечение обстоятельств требует своего точного объяснения и формализации в виде неравенств. К тому же система защиты, как это доказано ведущими специалистами [3, 11], должна работать в разных алгоритмах в рабочее и нерабочее время. Большой процент инженеров – «*варягов*», пришедших из других специальностей и укрепившихся в нашей профессии, с одной стороны, укрепляет и расширяет возможности, а с другой – требует серьезного обучения и переподготовки. Подводя итог изложенному, подчеркнем самое главное – работа подсистемы нагревания и охлаждения требует досконально изучить ее *изнутри*, с учетом всех тонкостей и безаварийности.

Массовый интерес и первые публикации, например [7, 12, 15, 16 и др.], появились еще в 60-х–70-х гг. XX в. с началом серийного выпуска отечественных центральных секционных кондиционеров, сначала КД, потом КТ и КТЦ. В то далекое от нашей эпохи время процессом управляли проходным клапаном, т.е. расходом воды через аппарат. Эти публикации, подготовленные опытными инженерами-наладчиками, отражали проблемы безаварийной работы и управления нагревателем. Тогда не было ни циркуляционных насосов, ни трехходовых клапанов, ни балансировочной арматуры, ни надежных и точных приборов контроля. В гидравлическом отношении эта схема, не имевшая ни контуров, ни перемычек, была очень проста, состояла из одного участка и не требовала специального моделирования. Несмотря на множество факторов, **основная физическая причина замерзания воды** в таких схемах, как описано И. И. Зингерманом [3], а также [2, 6, 7, 12 и др.] и представлено в книге [11], была связана со снижением скорости воды в трубках (v_W<0,2 м/с), ламинарным режимом движения (Re<2300), отсутствием перемешивания, локальным переохлаждением воды, что было отмечено в СНиП [10] как мера обеспечения безаварийной работы аппарата.

Современные методы испытания и балансировки, описанные позже в [4, 5, 8, 9, 14] и др., относятся к другим решениям узлов управления. Эти схемы с подмешиванием, циркуляционным насосом, трехходовым клапаном и одной или несколькими перемычками (рис. 1) появились в России в середине 90-х г. и стали основными. Характеристики регулирующих клапанов и балансировочной аппаратуры описаны в каталогах и статьях [1, 5, 8, 9, 14], но без учета совместной работы этих устройств в сложной схеме (рис. 1). Аналогичные зависимости для воздушных смесительных клапанов центральных кондиционеров описаны в [17]. Других заметных публикаций на эту тему в основных отечественных журналах – «АВОК», «С.О.К.», «Инженерные системы» и др. – нами не обнаружено. Поэтому актуальным остался главный вопрос о работе, балансировке и управлении подсистемой нагрева в условиях внешних возмущений и колебаний давления.

Целью данных исследований[1] является моделирование процессов и изучение влияния количественных характеристик и параметров в подсистеме нагревания и охлаждения СКВ при балансировке этой подсистемы с помощью различных балансировочных клапанов и управлении трехходовым клапаном. Процессы балансировки и управления рассмотрены на примере обвязки водяного воздухонагревателя СКВ. Кроме того, изучено влияние на рассматриваемые балансировочные характеристики различных режимных параметров, как то: перепада давлений в сети теплоснабжения, давления, создаваемого насосом, их соотношения, различных температур воды, режимов, приводящих к автоколебаниям. Результатом работы является получение балансировочных и регулировочных характеристик рассматриваемой подсистемы в наиболее общем виде при различных условиях работы и их дальнейший анализ.

Для достижения этой цели в процессе исследования решались следующие задачи:

- создание математической модели гидравлических режимов в подсистеме нагревания воздуха с разным числом перемычек;
- выбор минимального числа режимных параметров, достаточного для определения состояния подсистемы, при этом давления в сети и расходы воды в узлах приводятся каждый к одной относительной величине;
- анализ основных зависимостей, отражающих влияние переменных давлений в процессе балансировки при различной конструкции (числе перемычек) подсистемы, анализ таких эффектов, как *нелинейность характеристики*, *запирание*, *шунтирование*, *автоколебания* и др.*;*
- анализ регулировочных характеристик трехходового клапана в разных условиях и при разных возмущениях.

Практическая значимость работы авторами представляется следующим образом. Из-за сильного несовпадения давлений с расчетными и их колебаний в сети теплоснабжения при пуско-наладочных работах и в процессе эксплуатации, требуется гидравлическая балансировка данной подсистемы. Поскольку такая обвязка применяется практически во всех центральных кондиционерах и приточных вентиляционных установках, вопрос балансировки стоит повсеместно. Конечно, в последнее время появляются автоматические балансировочные клапаны, позволяющие добиваться требуемых расходов теплоносителя при любых условиях, однако они все еще достаточно дороги и устанавливаются только ограниченно, остальные же системы требуют ручной балансировки. С другой стороны, в целях экономии узлы управления часто не имеют даже минимального числа измерительных приборов – термометров и манометров.

Методы проведения испытаний и балансировки одиночных клапанов с теоретической стороны описаны достаточно, например, в источниках [1,4, 8, 9, 14], однако наладчиков гораздо сильнее интересует практическая сторона вопроса в реально работающей системе со всеми ее взаимосвязями. Данное исследование позволит получить наглядные балансировочные характеристики рассматриваемой подсистемы в наиболее общем виде, что поможет более правильно представить процесс балансировки подсистемы.

Общая схема моделируемой подсистемы с максимально возможным числом перемычек показана на рис. 1. Отсутствие той или иной перемычки равнозначно полному закрытию соответствующего клапана на ней, когда $\zeta=\infty$, иначе $k_{vs}=0$. Все узлы (тройники) на ней обозначены цифрами, одна из которых без штриха показана на подающей линии, и она же со штрихом – на обратной. **Первая** перемычка (1 – 1') служит для *шунтирования* – перепуска части горячей воды с избыточным давлением мимо узла управления. Это повышает температуру обратной воды, что для ТЭЦ нежелательно. **Вторая** перемычка (2 – 2') является основной и всегда используемой, на ней установлен трехходовой регулирующий клапан, показанный условно так, как недопустимо при монтаже – его исполнительный механизм находится в нижнем положении. **Третья** перемычка (3 – 3') является дополнительной, *шунтирующей* регулирующий клапан и используемой в режимах, когда опасно замерзание воды в режиме автоколебаний в системе регулирования при плунжере $\overline{h}_{ил} < 0,1,$ находящимся вблизи закрытия.

[1] Основная работа по моделированию выполнена в период практики магистранта в июле-декабре 2010 г. в ООО «Инженерные технологии».

На схеме рис. 1 показаны все основные элементы подсистемы: аппарат, насос с двигателем, трехходовой регулирующий клапан, балансировочные и обратные клапаны, трубопроводы, фильтр для воды, термометры, манометры, датчики регулирования и защиты от замерзания. Балансировочные клапаны используются при наладке и ручной подрегулировке, трехходовой клапан постоянно работает от контроллера. В кружках показаны температуры воды на разных участках сети в случае, когда открыты все три перемычки. Кроме того, на схеме у каждого существенного элемента показан условный график его характеристики, что нужно для наладки и эксплуатации подсистемы (более подробно эти характеристики описаны ниже).

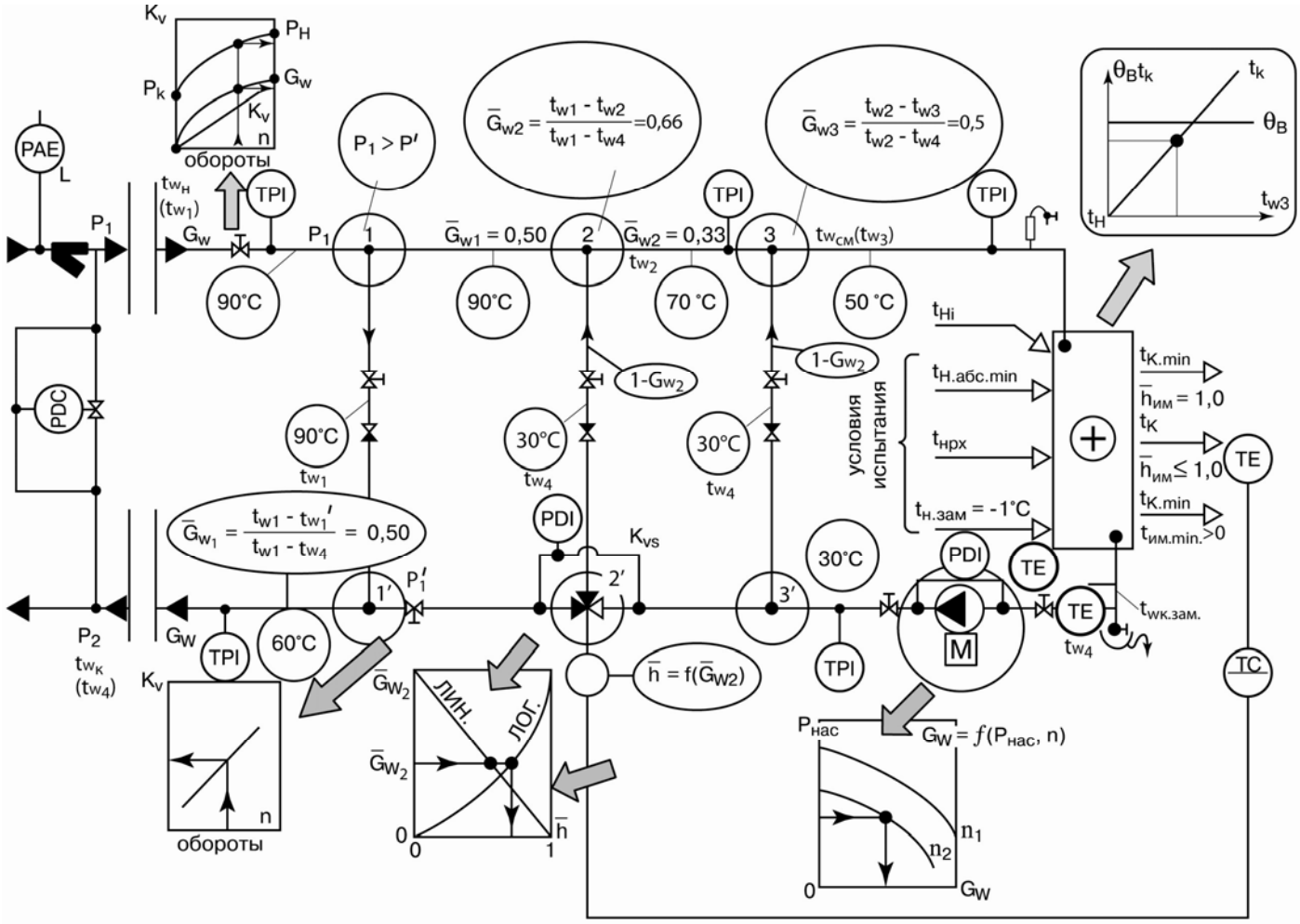

Рисунок 1. Общая схема моделируемой подсистемы с максимально возможным числом перемычек и указанием основных элементов подсистемы и их обозначением, принятом в данной работе:

$\bar{G}_{W_1}$, $\bar{G}_{W_2}$, $\bar{G}_{W_3}$ **– относительные расходы внешней (горячей) воды на проход в узлах (тройниках)**

1′, 2 и 3; $1-\bar{G}_W$ **– коэффициент подмешивания охлажденной (рециркуляционной) воды**

Эпюры давлений и температур в подсистеме нагревания, показанные на рис. 2, поясняют для простейшего случая – использования одной перемычки – одновременно происходящие процессы гидравлики и теплообмена при движении жидкости через препятствия, работе арматуры, смешивании потоков и отдаче водой теплоты нагреваемому воздуху в аппарате. На схеме видно, что по мере движения воды ее давление падает, однако циркуляционный насос повышает давление, обеспечивая подмешивание воды. Температура воды меняется при смешении потоков и падает в аппарате при передаче теплоты воздуху. Условие движения воды по перемычке в заданном направлении обеспечивается, если давление в ее начале больше, чем в конце. *Запирание* – эффект, когда один поток с большим давлением *не пускает* на смешение в тройнике или клапане другой поток с меньшим давлением. Этот эффект требует специального изучения при моделировании, что описано ниже. *Автоколебания* – эффект работы объекта управления совместно с САР, когда плунжер регулирующего клапана находится вблизи закрытия (*стучит*).

Основным возмущением в гидравлических режимах являются эксплуатационные колебания начального перепада давлений P_1-P_2, что влияет как на балансировку, так и на работу трехходового регулирующего клапана. Эпюра давлений воды и уравнения, лежащие в ее основе, используются при математическом моделировании гидравлических режимов и изучении перераспределения расходов на участках и по перемычкам при балансировке и управлении.

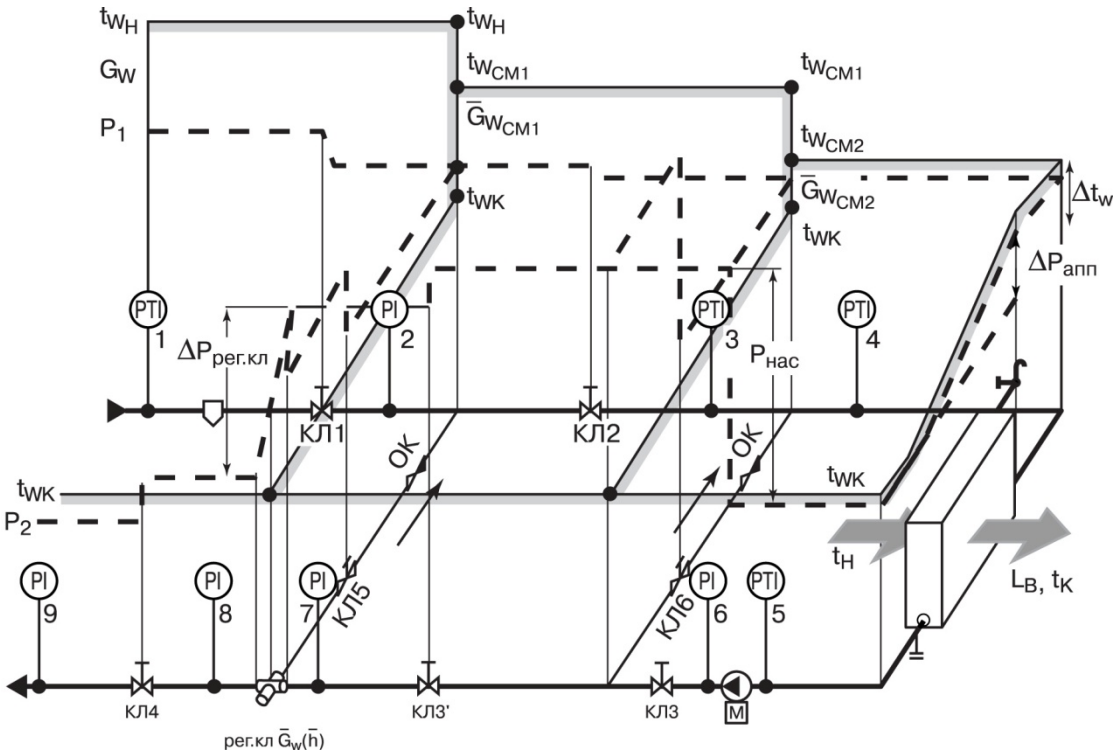

Рисунок 2. Эпюра распределения температур и давлений воды в схеме управления поверхностным аппаратом в простейшем случае – использовании одной перемычки

Сводная номограмма для анализа годовых режимов работы и управления воздухонагревателями (рис. 3), описанная в книге [10], позволяет получить простое решение единственной и главной задачи о взаимосвязи положения регулирующего клапана $\bar{h} = h / h_{\max}$ с условиями нагрева: температурами t_H, t_K, $t_{W.H}$, $t_{W.CM}$ и эффективностью конкретного аппарата $\theta_{B.CM}=f(G_B,\ G_{W.CM},\ kF)$. Эта задача требует совместного последовательного анализа работы всей подсистемы по схеме:

Исходные данные (G_B, t_H, t_K, t_{W_H}) **→ типоразмер аппарата (*F*) и его характеристики (*k*, $\theta_{B.CM}$, θ_W) → насос с электродвигателем → трубопроводы, арматура → относительное сопротивление регулирующего клапана в сети (s), часто называемое ventilautorität (нем.) [18] → водяной регулирующий клапан (k_{vs}, d_y) → тип плунжера (линейный, логарифмический) и его относительное положение ($\bar{h}$)**

Такая постановка задачи позволяет *проиграть* и сравнить с фактическими любые ситуации по условиям работы подсистемы в целом от *входа* до *выхода*, в частности, узнать, в каком положении будет находиться в том или ином случае плунжер водяного клапана. **Эта информация имеет важнейшее значение вообще и в частности в проблеме замерзания воды и срабатывания аварийной защиты.** Такое может случиться, если при отрицательной t_H плунжер окажется вблизи закрытия. Находясь, например, на расстоянии 1…2 мм от седла, он под действием контроллера начинает работать в релейном режиме (автоколебания). Садясь на седло, плунжер перекрывает доступ внешней (горячей) воде, циркулирующая вода быстро остывает [11], температура t_{W_K} падает ниже уставки датчика защиты, и последняя отключает двигатель приточного вентилятора. К сожалению, такие ситуации могут возникать многократно, особенно если регулирующий клапан имеет излишнее сечение или плунжер «на проход» имеет линейную характеристику, особенно при s<0,5.

Методика оценки переходного температурного режима при остывании воды в трубке воздухонагревателя и закрытом плунжере водяного регулирующего клапана без протечки поясняется примером 5.14 [11]. Учитывая, что данных для расчета тепловой инерции оребренной трубки мы не нашли, в

нем использовано представление об инерционности гладкой трубки, заполненной движущейся рециркуляционной или неподвижной водой.

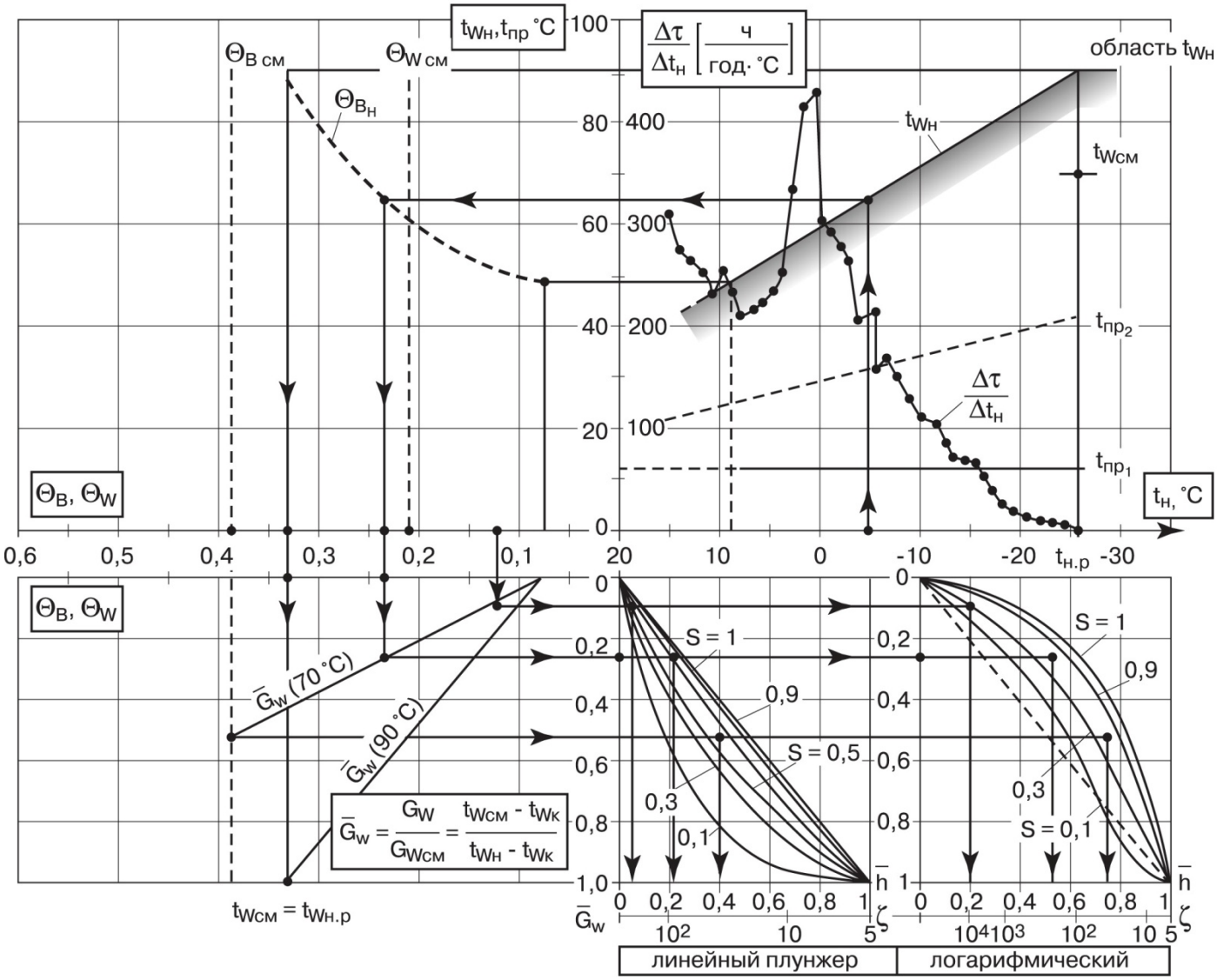

Рисунок 3. Сводная номограмма для анализа годовых режимов работы и управления воздухонагревателем: первый квадрант – исходные данные для анализа годовых режимов: t_H, t_K, $t_{W.H}$; второй квадрант – эффективность процесса нагревания воздуха $\theta_{B.H}$, $\theta_{B.см}$ и охлаждения воды $\theta_{W.см}$; третий квадрант – относительный расход внешней горячей воды $\bar{G}_W$ в долях от общего расхода воды через аппарат;

четвертый квадрант – характеристики положения плунжера $\bar{h}$ с линейной и логарифмической характеристиками плунжера на проход и коэффициент местного сопротивления ζ клапана на проход.

Ключ: для аппарата с расходами G_B=8 кг/с, $G_{W.см}$=3,6 кг/с, эффективностью $\theta_{B.см}$=0,39, $\theta_{W.см}$=0,21 определим положение логарифмического и линейного плунжера на проход при s=0,7 для таких условий: t_H=-5ºС, t_K=12ºС, $t_{W.H}$=65ºС, $\theta_{B.H}$=[12-(-5)]/[65-(-5)]=0,24. Для случая, когда в расчетном режиме $t_{W.см}$=70ºС и $\bar{G}_{W.p} = 0,50$, по графику рис. 3 получаем, что при s=0,7 и линейном плунжере его относительное положение $\bar{h} = 0,22,$ а при логарифмическом – $\bar{h} = 0,53.$ Как следует из анализа этих цифр, в данном режиме линейный, а особенно логарифмический плунжер будут в положении, далеком от закрытия, а значит, замерзание воды не опасно. Совершенно другой результат можно получить в случае аварийного повышения температуры в теплосети при t_H=0ºС, t_K=12ºС, $t_{W.H}$=100ºС, тогда требуемая эффективность $\theta_{B.H}$=0,10, а положение линейного плунжера будет $\bar{h} = 0,07,$ т.е. вблизи закрытия. (Более подробно данный расчет см. в примере 5.11 [11]).

Кратко рассмотрим предлагаемую сводную номограмму для анализа годовых режимов всей подсистемы нагревания (рис. 3) [11]. Она представлена в четырех квадрантах. **В первом квадранте** расчеты и построения проводятся относительно температуры наружного воздуха t_H. На ее вертикальной оси отложена плотность ($d\tau/dt_H$) повторяемости (для Санкт-Петербурга), напоминающая о высокой повторяемости наружных температур при t_H>−5°С и малой – при более низких температурах. По вертикальной оси откладывают, кроме того, температуры (t_{W_H}, t_K). Температура воды в теплосети может меняться по графику либо достаточно произвольно (график теплосети не соблюдается). Температура приточного воздуха может быть постоянной или меняться, например для СКВ (СВ), работающей в режиме воздушного отопления.

Во втором квадранте по сочетанию t_{W_H}, t_H и t_K откладывают значение $\theta_{B_H} = (t_K - t_H)/(t_{W_H} - t_H)$ по отношению к t_{W_H}. Поскольку последняя произвольно меняется и принимает разные значения, то и эффективность θ_{B_H} может быть любой. Поэтому эффективность аппарата по воде $\theta_{W_H} = \theta_{B_H} G_B c_B / G_W c_W$ тоже переменна. Если эффективность относить к $t_{W_{см}}$ (перед аппаратом), то при $G_B = const$ и $G_{W_{см}} = const$ эта эффективность постоянна (см. линии $\theta_{B_{см}}$ и $\theta_{W_{см}}$) во втором квадранте рис. 3. На основе величин $\theta_{B_H}, \theta_{W_H}$ и $\theta_{B_{см}}$ определяют неизвестные $t_{W_{см}}$ и t_{W_K} в данном режиме.

В третьем квадранте определяют относительный расход внешней воды: $\overline{G}_W = (t_{W_{см}} - t_{W_K})/(t_{W_H} - t_{W_K})$. Если график теплосети соблюдается, то $\overline{G}_W$ определяют линейной зависимостью. При этом может быть по-разному выбрана $t_{W_{см}}$, например, равной t_{W_H} (в расчетном режиме). Такое решение нельзя признать обдуманным, т.к. плунжер будет полностью открыт. Между тем в процессе эксплуатации могут появиться причины, требующие повышения $t_{W_{см}}$ против выбранной, т.е. *запаса*. Например, при увеличении расхода нагреваемого воздуха, загрязнении поверхности аппарата, ухудшении теплопередачи (*k*), снижении температуры теплоносителя ниже графика и пр. С учетом этого и требований ТЭЦ к t_{W_K} желательно принимать в расчетном режиме $t_{W_{см}}$ ниже, чем t_{W_H}, на 10…20°С.

В четвертом квадранте приводятся характеристики трехходового регулирующего клапана с линейным или логарифмическим плунжером (на проход) и при разных значениях относительного сопротивления клапана *s*. Линейная характеристика $\overline{G}_W(h)$ при $s \to 0$ искривляется (увеличивается прикрытие плунжера), логарифмическая – при $s \to 0$ спрямляется. Чем меньше степень открытия плунжера $\overline{h}$ при данном значении $\overline{G}_W$, тем больше опасность срабатывания защиты (при t_H<3°С). Вышеописанная методика анализа достаточно проста и пояснена примером 5.33 [11]. Однако надо учитывать, что в такой простой методике не удалось учесть особенности гидравлических режимов при переменных перепадах давлений. Это явление описано далее, и оно существенно меняет характеристики управления аппаратом. Далее рассмотрим основные элементы подсистемы и их технические характеристики в наиболее общем виде как основу моделирования[2].

Поверхностные аппараты имеют разные типоразмеры, конструкцию оребрения, производителей, поверхность нагрева и разные формы связи расходных и температурных характеристик сред: аналитические, графические, табличные и компьютерные. Обобщение этих разнообразных зависимостей возможно только на основе известных из теории теплопередачи зависимостей. В частности, при перекрестном движении воздуха и воды в отдельной трубке эффективность аппарата любого типа при условии W_B<W_W определяется из выражения:

$$\theta_{B.см} = \frac{t_K - t_H}{t_{W.см} - t_H} = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp\left(-NTU\frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)\right]\frac{1}{W_{\min}/W_{\max}}\right\}, \quad (1)$$

где *W* – водяной эквивалент, кВт/°С, для воздуха – $W_B = G_B c_B$, для воды – $W_W = G_W c_W$; *NTU* – число единиц переноса, $NTU = kF/G_B c_B = \Delta t_B / \Delta t_{ср.лог}$, где *k* и *F* – величины, как правило, неизвестные.

[2] Данное исследование является эффективным продолжением магистерской работы О.А. Иванова (2009 г.)

Данная зависимость справедлива при $W_B/W_W<1$. Для конкретного использования зависимостей типа (1) предложены соответствующие графики (рис. 4) [6, 11 и др.]. Дополнительно к этому для учета общего однонаправленного или встречного движения воды и воздуха в аппарате вводятся поправочные коэффициенты. Неизвестное произведение *kF* в этом случае удобно определять из выражения:

$$NTU = \frac{kF}{G_B c_B} = -\frac{\ln\left[1+\ln\left(1-\theta_B\right)W_{\min}/W_{\max}\right]}{W_{\min}/W_{\max}}. \qquad (2)$$

Гидравлическая характеристика аппарата, т.е. зависимость его сопротивления от скорости воды или ее расхода, можно аппроксимировать выражением $\Delta P_{ann} = aG_W^n$ с показателем степени *n*=1…2, определяемым режимом движения воды в трубке и в аппарате на основе данных каталогов производителей оборудования.

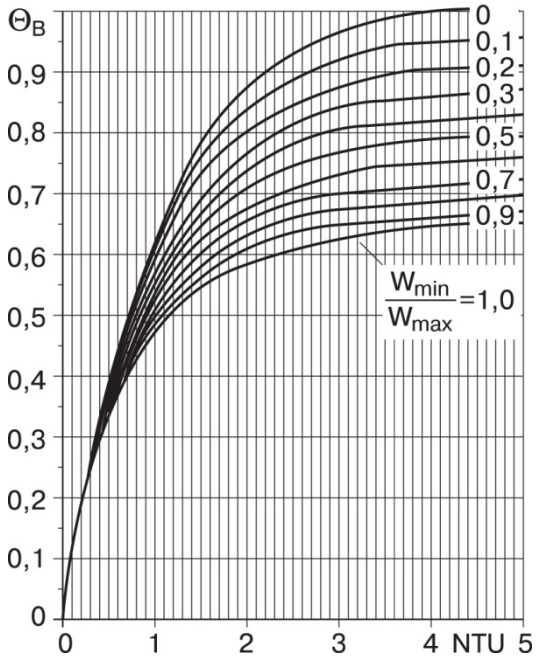

Рисунок 4,*а*. Графики функции $\theta_B=f(NTU, W_{min}/W_{max})$ для перекрестной схемы движения воздуха и воды в трубке при $W_B>W_W$ (один поток перемешивается, второй – не перемешивается)

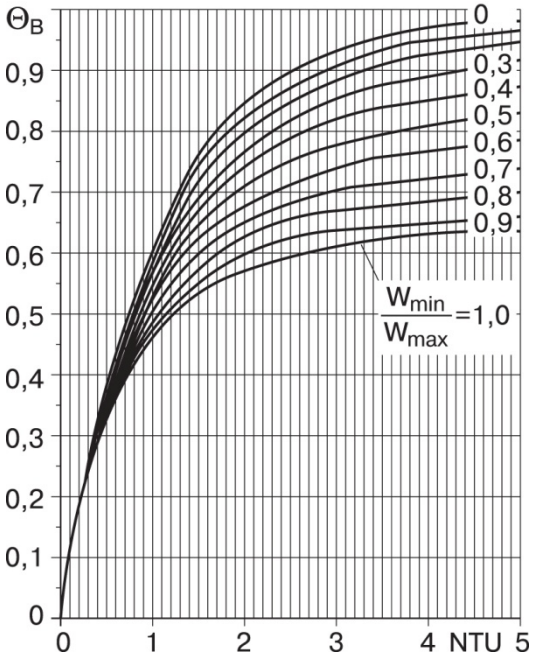

Рисунок 4,*б*. Графики функции $\theta_B=f(NTU, W_{min}/W_{max})$ для перекрестной схемы при $W_B<W_W$ (один поток перемешивается, второй – не перемешивается)

Циркуляционный насос имеет обычно падающую характеристику, зависящую от его конструкции, числа оборотов и других параметров (рис. 5). Характеристика насоса как зависимость его давления от производительности при данной частоте вращения колеса записывается в виде:

$$P_{нас} = P_0 - a_1 G_{W_{см}} - a_2 G_{W_{см}}^2, \qquad (3)$$

где a_1 и a_2 – аппроксимирующие коэффициенты.

Трехходовой регулирующий клапан имеет характеристику – зависимость относительного расхода воды на проход $\overline{G}_W = G_W / G_{W.см}$ от относительного положения плунжера $\overline{h}$, – показанную на рис. 6. Эту зависимость можно аппроксимировать формулой:

$$\overline{h} = 0,29 \ln \overline{G}_W + 1. \qquad (4)$$

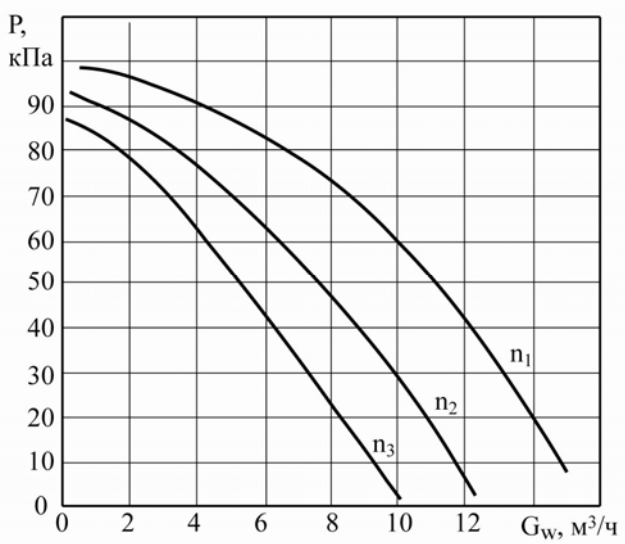

Рисунок 5. Характеристика рециркуляционного насоса одного из производителей в зависимости от числа оборотов

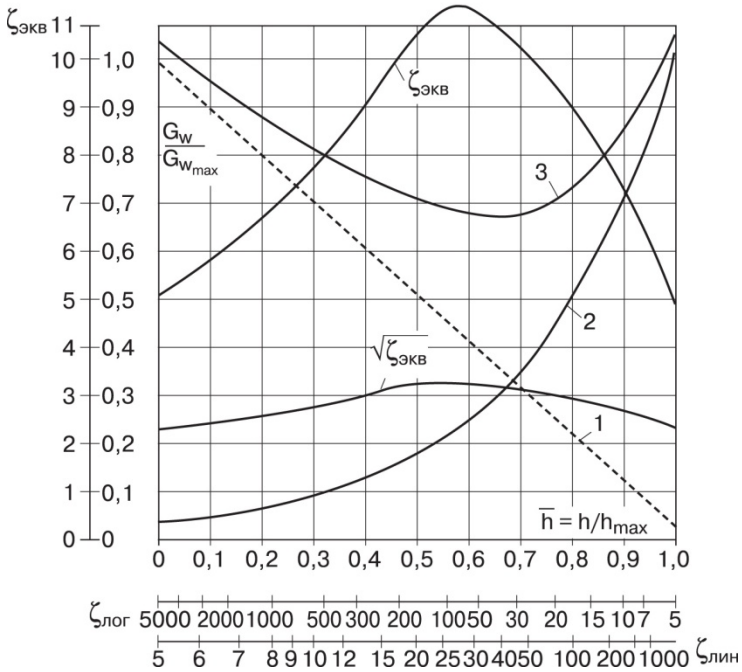

Рисунок 6. Зависимость относительного расхода воды от положения плунжера на проход и на поворот для трехходового регулирующего клапана и его КМС

Перепад давлений на клапане можно выразить через коэффициент его сопротивления $\zeta_{кл}$ или через условный расход воды через клапан k_{vs}, которые зависят от относительного положения плунжера $\bar{h}$ следующим образом:

$$k_{vs}(\bar{h}) \approx 1,26 d_y^2 / \sqrt{\zeta_{кл}(\bar{h})\rho_W}, \qquad (5)$$

где d_y – в мм, k_{vs} – в м^3/ч, ρ_W – плотность воды, кг/м^3.

Балансировочные клапаны применяются для регулировки расходов воды в процессе наладки и эксплуатации и в условиях изменения давления воды. Их конструкции различаются, а регулировочные характеристики $k_{vs}(n)$, где n – число оборотов, некоторых производителей показаны на рис. 7.

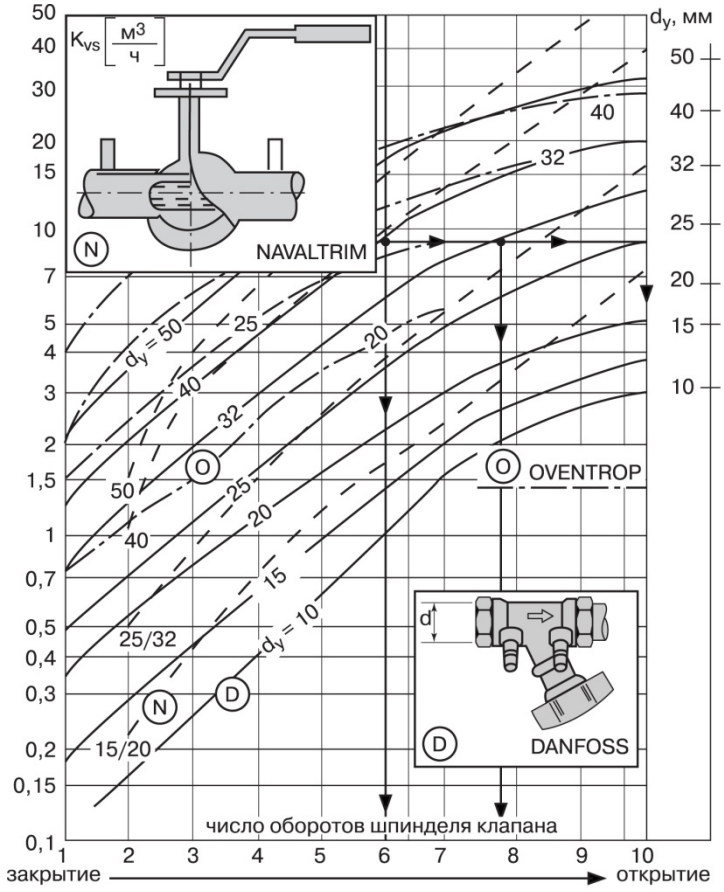

Рисунок 7. Сводная номограмма регулировочных характеристик ручных балансировочных клапанов разных производителей:

- **сплошные линии – многооборотные клапаны MSV-2650 *Danfoss* d_y=10…50 мм; k_{vs} – условный расход воды через клапан при $\Delta P_{кл}$=100 кПа в зависимости от числа оборотов шпинделя (максимальное рабочее давление) P_{max}=2000 кПа, максимальная рабочая температура 120ºС, минимальная рабочая температура – минус 10ºС);**
- **пунктир – поворотные в пределах 90º клапаны *Navaltrim*, Германия;**
- **штрихпунктир – многооборотный клапан *Oventrop*, Германия.**

Ключ: Выбрать типоразмер ручного балансировочного клапана MSV-2650 *Danfoss* и расчетное положение его шпинделя, чтобы «погасить» избыточное давление $\Delta P_{кл}$=5 кПа при расчетном расходе воды G_W=2 м^3/ч на участке трубопровода d_y=25 мм при v=1,0 м/с. Вычисляем условный расход воды через клапан: $k_{vs} = G_W / \sqrt{\Delta P_{кл}} = 2/\sqrt{0,05} = 9$ м^3/ч.

Для этих условий можно установить такие балансировочные клапаны: d_y=40 мм (открыт на шесть оборотов шпинделя), d_y=32 мм (открыт на восемь оборотов) или d_y=25 мм (открыт на десять оборотов). Из выбранных диаметров клапана останавливаемся на d_y=25 мм, совпадающим с диаметром трубы

Трубопроводы и их гидравлические характеристики в данной работе не учитываются в силу малой длины, умеренной скорости и малого сопротивления по сравнению с другими элементами схемы.

(Окончание в №2(20), Инженерно-строительного журнала)

Литература:

1. Балансировка гидравлических контуров. Руководство. 52 с.
2. Жадин С. И., Сенатов И. Г. Пути совершенствования воздухонагревателей СКВ / Обзорная информация. Выпуск 2. М. : ВНИИИС, 1985. 96 с.
3. Зингерман И. И. Исследование и основы расчета регулируемых воздухонагревателей СКВ и В : Автореферат диссертации. Л. : ЛИТЛП им. С.М.Кирова, 1975. 24 с.
4. Краснов Ю. С. Системы вентиляции и кондиционирования, рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке. М. : Термокул, 2004. 373 с.
5. Лебедев Н. И. Гидравлическая увязка первичных и вторичных контуров в системах отопления и холодоснабжения // С. О. К. 2004. №12. URL: http://c-o-k.ru/showtext/?id=856&from=online&params=num%3D12 (дата обращения: 15.02.2010).
6. Минин В. Е. Поверхностные воздухонагреватели / СПбГУНиПТ. СПб. , 2001. 128 с.
7. Михайлов С. А. Защита калориферов от замерзания. // В кн.: Наладка и проектирование СПВ и КВ. М. : ЦБТИ, 1963. С. 68–79.
8. Пырков В. В. Особенности расчета систем отопления и охлаждения с регулирующими клапанами // С. О. К. №12. 2005. URL: http://c-o-k.ru/showtext/?id=1238&from=online&params=num%3D12 (дата обращения: 15.02.2010).
9. Пырков В. В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения, теория и практика. Киев : Таки справы, 2010. 299 с.
10. СНиП 2.04.05-91*(2000). Отопление, вентиляция и кондиционирование. М. : 2000.
11. Сотников А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. Т. 1. СПб. : АТ-Publishing, 2006. 506 с.
12. Стрижонок О. Г. Качество автоматической защиты калориферов // Водоснабжение и санитарная техника. 1985. №1. С. 9–11.
13. Таранов П. С. Золотая книга руководителя. Ч. III. Социальные закономерности неясной природы. М. : Гранд, 1998. 478 с.
14. Фролов А. М. Предварительный выбор и преднастройка балансировочных вентилей // С. О. К. 2009. №12. URL: http://c-o-k.ru/showtext/?id=2399&from=online&params=num%3D12 дата обращения: 15.02.2010).
15. Хейфец Д. И. Регулирование теплопроизводительности калориферов СКВ // В кн.: КВ в промышленных и общественных зданиях. М. : Госстройиздат. 1962. С. 48–57.
16. Хейфец Д. И. Регулирование теплообменных аппаратов СКВ. Научное сообщение / Проектпромвентиляция, ЦБТИ. М., 1967. 32 с.
17. Щекин И.Р., Шмыгуль О. П. Регулировочные характеристики смесительных камер центральных кондиционеров. // Сборник трудов ВНИИКондиционер. Вып. 6. Харьков. 1977. С. 18-25.
18. Junker B. Klimaregelung / Grundlagen Praxis der Projektierung. München. 1984. 239 p.

**Анатолий Геннадиевич Сотников, Санкт-Петербург, Россия*

Тел. моб.: +7(921)347-33-92; эл. почта: asotnikov2005@yandex.ru

Рекуперация тепла в системах кондиционирования воздуха в теплый период года с использованием адиабатического охлаждения. Обзор возможностей

Магистрант С.В. Чудук*,
ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Ключевые слова: кондиционирование воздуха; рекуперация; теплообмен; адиабатическое увлажнение; прямое адиабатическое охлаждение; непрямое адиабатическое охлаждение; осушение воздуха; косвенное охлаждение.

Введение

Сегодня активно обсуждаются и внедряются энергоэффективные технологии и системы, оптимизирующие энергопотребление зданий. Одна из хорошо известных и применяемых технологий – рекуперация тепла вытяжного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования. Рекуперация тепла, или обратное получение тепла, – процесс теплообмена, при котором тепло забирается от теплого, чаще всего, удаляемого воздуха и передается холодному, приточному воздуху. Типов конструкций рекуператорных блоков несколько: роторные, пластинчатые, с промежуточным теплоносителем, тепловые трубы, что позволяет использовать их для систем с различными особенностями. Нужна ли в системе передача только тепла или еще и влаги, разнесены ли приточная и вытяжная установки относительно друг от друга, допустим ли незначительный подмес загрязненного вытяжного воздуха к приточному? Учитывая все эти проблемы, может быть выбран конкретный тип рекуператора, отвечающий всем условиям. Разница лишь в эффективности утилизации теплоты и потребляемой электрической мощности [1]. В связи с этим, рекуператоры широко применяются при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Главным образом эти блоки используются в холодное время года, когда тепло удаляемого из обслуживаемых помещений воздуха передается холодному наружному воздуху, тем самым сокращая затраты на подогрев приточного воздуха до расчетного значения.

А как обстоят дела в теплый период года, когда появляется потребность в охлаждении приточного воздуха? Снятие теплоизбытков, имеющих место в здании, осуществляется либо системой вентиляции, что приводит к увеличению расхода воздуха, а, следовательно, и габаритов системы; либо обычным открыванием окон, что, в свою очередь, не всегда приносит желаемое облегчение; либо использование систем кондиционирования. Обычные сплит системы рассматриваться не будут. Известно, что энергетические затраты для систем центрального кондиционирования воздуха в теплый период года значительны. Зачастую эти затраты превышают затраты по сравнению с эксплуатацией систем вентиляции в холодное время года. Возникает вопрос: как сократить энергозатраты системы кондиционирования и возможно ли использовать установленные в системах рекуператоры для этих целей? Да, такая возможность есть.

Адиабатическое охлаждение

Итак, принцип работы рекуператора основан на передаче тепла от более нагретого воздуха к менее нагретому воздуху. Следовательно, для использования теплообменника в теплое время года должна происходить передача тепла от приточного наружного воздуха к более холодному, удаляемому из помещения воздуху. Очевидно, что без дополнительного охлаждения удаляемого воздуха работа системы будет неэффективной.

Какой же способ охлаждения воздуха выбрать? Считается, что адиабатический процесс обработки воздуха – увлажнение и охлаждение при постоянной энтальпии – наиболее экономичен, по сравнению с другими способами охлаждения воздуха [2], [3].

Адиабатическое увлажнение/охлаждение – процесс, при котором влажность воздуха увеличивается путем механической инжекции, т.е. разбрызгиванием мелких частиц холодной воды в воздушную среду. Когда теплый и сухой воздух проходит через материал кассеты, последний частично испаряет воду, образуя, таким образом, холодный и влажный воздух. Температура воды, используемой для обработки воздуха, равна температуре воздуха по мокрому термометру. При таком способе увлажнения температура и состояние воды в системе не изменяются. [4]. Остаток воды стекает в специальный поддон и используется снова.

Использование рециркуляционной воды для увлажнения воздуха увеличивает риск развития бактерий легионеллы. В связи с этим, использование прямого адиабатического охлаждения, т.е. увлажнения и охлаждения воздуха непосредственно перед его подачей в помещение, не рекомендуется. Нас интересует непрямое адиабатическое охлаждение – процесс последовательного охлаждения (увлажнения) удаляемого из

помещения воздуха и его нагрева в теплообменнике. Приточный воздух в таком случае охлаждается косвенным способом.

Принципиальная схема системы представлена на рис. 1.

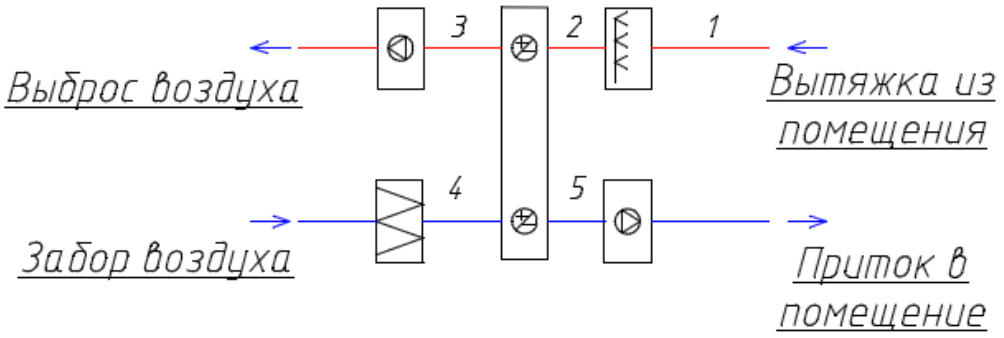

Рисунок 1 Принципиальная схема непрямого адиабатического охлаждения [5]

Теплый вытяжной воздух 1 из помещения поступает в секцию увлажнения, где увлажняется и охлаждается до параметров 2. Затем, проходя через теплообменник, охлажденный воздух 2 нагревается, забирая тепло наружного воздуха 4 до параметров 3, одновременно с этим охлаждая наружный воздух до параметров 5. Схематично процесс изменения состояния воздуха показан на рис. 2.

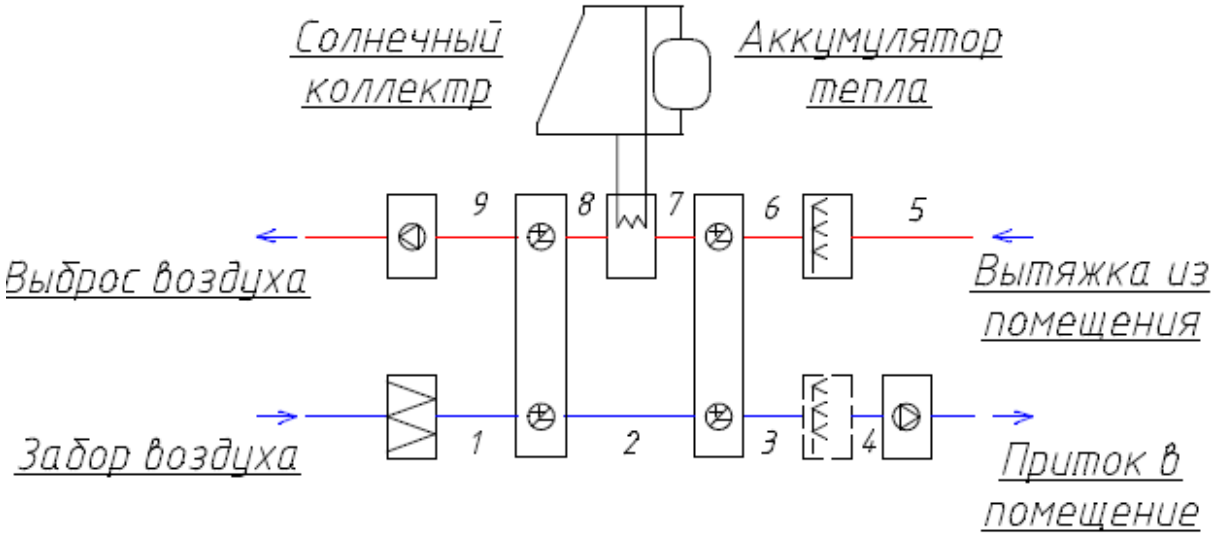

Рисунок 2 .Процесс изменения состояния воздуха на Id диаграмме [6]

Варианты системы

В статье [5] рассматривается два варианта микроклимата помещения для типичного летнего дня. Моделирование производилось с использованием программного комплекса SimSPARK. Первый вариант предполагал наличие только теплоизбытков в помещении, второй – наличие как теплоизбытков, так и влаговыделений.

Предлагаемая схема для обслуживания такого помещения представлена на рис. 3.

Наружный теплый влажный воздух 1 осушается адиабатически до состояния 2, после чего отдает тепло в теплообменнике, охлаждаясь до состояния 3. При необходимости приточный воздух может быть увлажнен с использованием прямого адиабатического охлаждения до параметров 4. Вытяжной воздух из обслуживаемых помещений 5 охлаждается и увлажняется до параметров 6, и нагревается в теплообменнике до состояния 7. Затем удаляемый воздух 7 нагревается и утилизирует влагу приточного воздуха 1, увлажняясь в роторном осушителе до состояния 9, [5], [8].

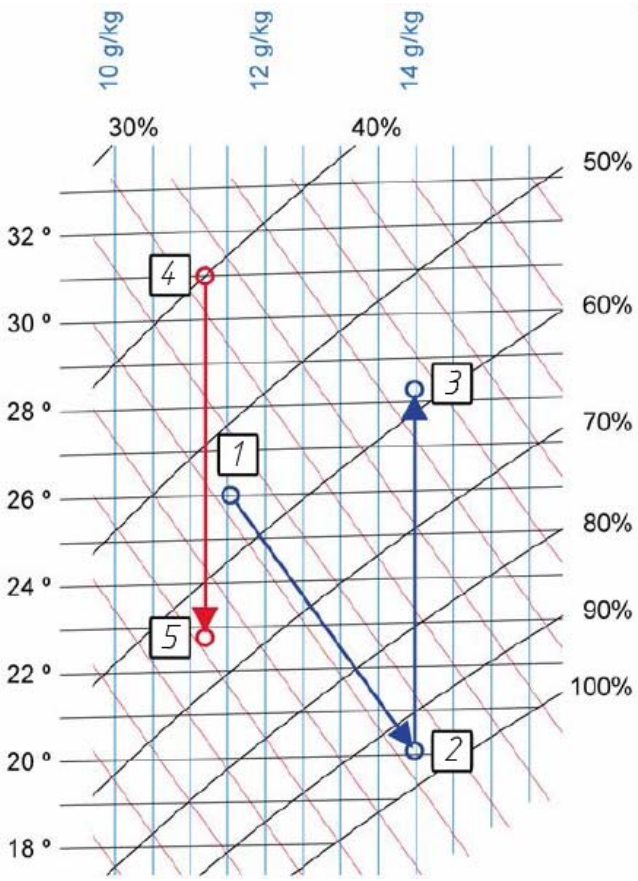

Рисунок 3. Принципиальная схема непрямого адиабатического охлаждения с использованием осушения [5]

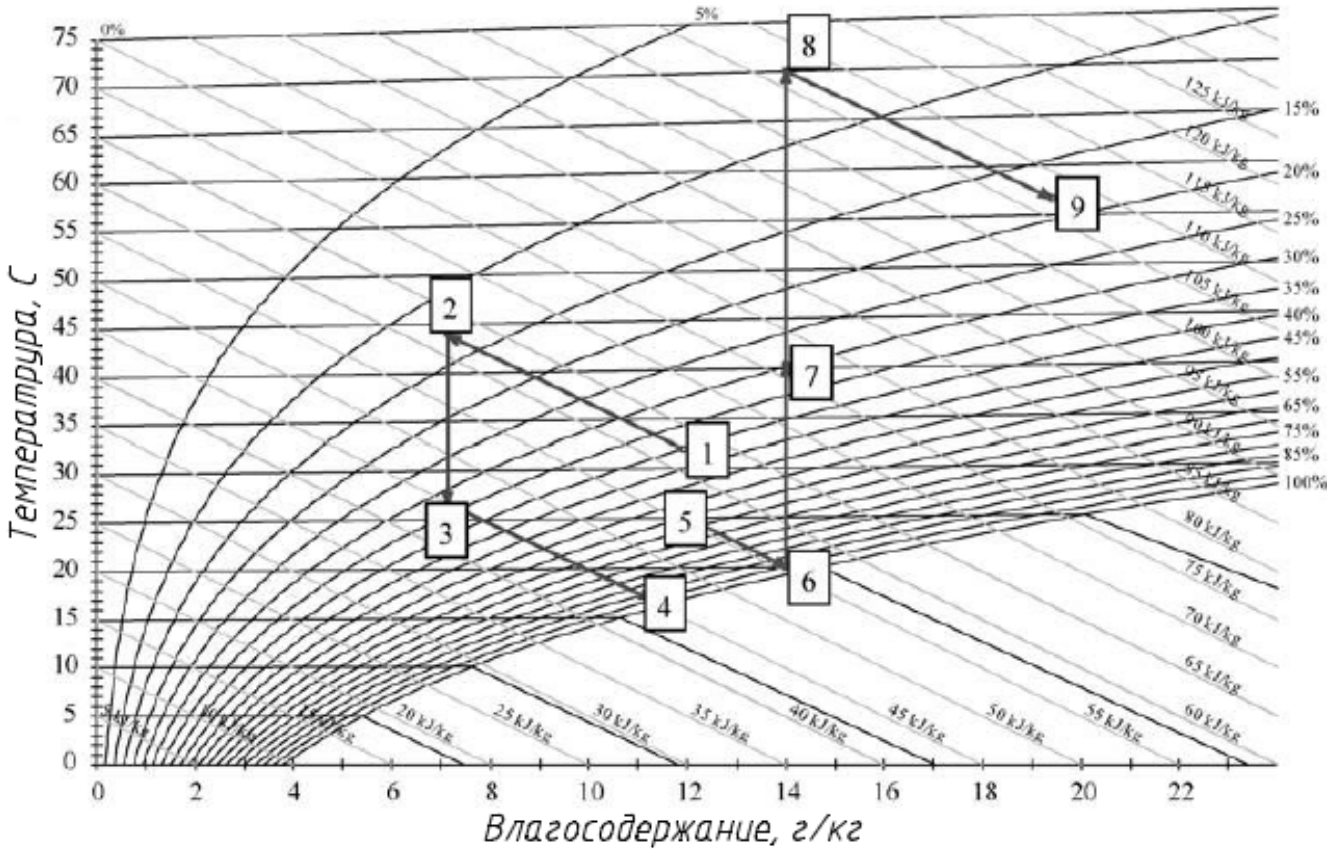

Рисунок 4. Процесс изменения состояния воздуха на Id диаграмме [7]

В представленной схеме предлагается использование солнечной энергии для обработки воздуха 7-8. В качестве осушающего вещества авторами предлагается использовать хлористый литий, который необходимо регенерировать с использованием внешнего источника тепла. Также возможно использование и других реагентов, например силикагеля или цеолита [7].

В первом случае использование непрямого адиабатического охлаждения (рис. 1) может быть достаточной мерой для охлаждения воздуха, подающегося в помещение. Во втором случае, когда в помещении выделяется не только тепло, но и влага, использование только непрямого адиабатического охлаждения будет неэффективной мерой. В этом случае в работу вступает осушитель воздуха (рис. 3). Эффективность применения осушения зависит от параметров микроклимата в помещении, особенно от температуры по мокрому термометру. Стоит учитывать, что при увеличении в обслуживаемом помещении температуры по мокрому термометру, степень охлаждения воздуха при непрямом адиабатическом охлаждении уменьшается. Это приводит к увеличению температуры приточного воздуха и, следовательно, к снижению производительности системы [5].

Выводы

Системы с рекуперацией тепла сегодня активно используются при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха. В связи с этим, стоит обратить внимание на рассмотренные варианты систем, позволяющие: во-первых, использовать теплоутилизаторы и в теплый период года, во-вторых, снизить энергетические затраты на охлаждающие контуры холодильных установок. Однако стоит учесть, что системы осушения воздуха – дорогостоящие, как сами по себе, так и в обслуживании. Поэтому целесообразность использования варианта, представленного на рис.3 вызывает сомнения.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что применение непрямого адиабатического охлаждения воздуха будет наиболее эффективным в регионах с невысокой влажностью наружного воздуха и для помещений с незначительными влаговыделениями.

Литература:

1. Стефанов Е. В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. СПб. : АВОК Северо-Запад, 2005. 400 с.
2. Влажный воздух : Справочное пособие АВОК. М. : АВОК-ПРЕСС, 2004. 111 с.
3. Carol Haderer. Технология увлажнения воздуха: оптимальный выбор. Часть 2: адиабатическое увлажнение // С.О.К. 2007. №6. URL: http://c-o-k.ru/showtext/?id=1702&from=online&params=num%3D6 (дата обращения: 10.02.2011).
4. Технологии осушения и увлажнения воздуха // Информационный климатический портал. URL: http://www.ecvest.ru/docrazdel.php?category_id=1968 (дата обращения: 10.02.2011).
5. Maalouf C. Parametric analysis of a desiccant cooling system effect of hygrothermal interactions with building envelope – part 1 / C. Maalouf, E. Wurtz, K. C. Mendonça, L. Mora. Katholieke Universiteit Leuven. 7 p.
6. Edgar Bech Coolind recirculation air adiabatically / Edgar Bech, Hoval [Электронный ресурс]. Систем. требования: AdobeAcrobatReader. URL: http://www.hoval.com/docs/Hallenklima_pdf/Cooling_recirculation_air_adiabatically.pdf (дата обращения: 10.02.2011).
7. Ursula Eicker Low Energy Cooling for Sustainable Buildings / Ursula Eicker. Germany, Stuttgart University of Applied Sciences: John Wiley & Sons, Ltd, 2009. 278 p.
8. Климатический комфорт в фитнес-центрах. Адиабатическое охлаждение с регенерацией тепла / Перевод с итал. из журнала «RCI» С. Н. Булековой [Электронный ресурс]. Систем. требования: AdobeAcrobatReader. URL: http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=3485&version=print (дата обращения: 10.02.2011).
9. Cluchey Larry. Energy profiles of steam vs Adiabatic humidification systems / Larry Cluchey. TL-201, Mee Indusries, September 12, 2008. 9 p.
10. Подбор теплоизвлекающего и теплоотдающего теплообменников и режимов их функционирования в системе утилизации теплоты вытяжного выбросного воздуха с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя – антифриза. Методические указания / Московский государственный строительный универсистет. М. ,1997. 27с
11. Palmer J. D. Evaporative cooling design guidelines manual / J.D. Palmer, P.E., C.E.M. – United States Department of Energy, December 2002. 108p.

**Светлана Викторовна Чудук, Санкт-Петербург, Россия*

Тел. моб.: +7(905) 276-78-34; эл. почта: svetlana_chuduk@hotmail.com

Системный подход к энергосбережению в инженерных сетях зданий

Коммерческий директор Л.Л. Гошка*,
ООО «Кола»

Ключевые слова: экономия энергии; энергосбережение; адаптационный синдром; сложные системы; нормальное и степенное распределение; внешние и внутренние сети; воздухообмен.

В статье Георгия Малинецкого «Проектирование будущего и модернизация России» отмечается [1], что развитие теории самоорганизации или синергетики связано с фундаментальным вопросом о том, как примирить идеи термодинамики (в соответствии со вторым началом которой системы идут к наиболее вероятному, неупорядоченному состоянию) и теории эволюции (которая говорит о развитии и усложнении сложных систем и выявляет механизмы этого). В соответствии с идеями одного из основоположников синергетики И.Р. Пригожина, упорядоченность возникает и поддерживается в открытых, нелинейных, далеких от равновесия системах благодаря потокам энергии, вещества или информации, проходящим через систему.

На наш взгляд, наиболее ярко противоречия между законами термодинамики и теорией эволюции проявляются при реализации программы энергосбережения. Более того, эти противоречия мы ощущаем на себе.

Программы экономии энергии и энергосбережения, по сути своей, – это различные способы манипуляции энергией в здании [2]. Проанализируем, к каким последствиям эти манипуляции могут приводить.

Вслед за аномально жарким летом 2010 года биосфера «подарила» нам очередной естественный эксперимент в виде «ледяного» дождя. Если летом реакция организма человека на резкий перепад температур была смещена в верхнюю зону регуляции [3] и могла приводить к адаптационному синдрому [4], то зимой при отключении электроэнергии и особенно системы отопления зданием реакция организма смещается в нижнюю зону регуляции с возможностью возникновения того же самого адаптационного синдрома.

В первом случае адаптационный синдром мог возникать из-за отсутствия систем охлаждения воздуха, т.е. в данном случае их отсутствие можно трактовать как экономию энергии. Не было систем охлаждения воздуха, следовательно, тогда и энергия на эти системы не была потрачена. Во втором случае обрывы на линиях электропередач привели к обесточиванию зданий, а в отдельных случаях и к отключению систем отопления зданий.

Таким образом, за период отсутствия энергии в зданиях мы получаем экономию энергии. Но такая экономия приводит к ответной реакции организма – адаптационному синдрому. Граничным случаем данных ситуаций будет смещением реакции организма человека в зоны или верхнего или нижнего пессимума, которое увеличивает среднестатистические данные летальных исходов [5].

Исходя из вышеизложенного и вместо вывода можно сформулировать вопрос: «Сколько человеческих жизней унесет каждый киловатт·час сэкономленной таким способом энергии?»

Наш интерес к данному вопросу заключается в том, что мы своими действиями можем искусственно смоделировать данную ситуацию в помещениях заказчика.

Например, если за основу взять Федеральный закон от 23 ноября 2009 года № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации», тогда в соответствии с данным законом требуется снижение удельных показателей энергоемкости к 2020 г. по сравнению с 2007 г. не менее чем на 40%; в течение последующих пяти лет снижение для учреждений объемов потребленных тепловой и электрической энергии не менее чем на 15% и т.п.

Закон требует конкретного снижения потребления энергии за определенное время, но не говорит, какими конкретными мерами можно достичь данного результата.

Ранее мы пришли к выводу [6], что такие понятия как экономия энергии и энергосбережение различны, и действия по реализации программ экономии энергии и энергосбережения различаются.

Таким образом, мы столкнулись с двумя определениями. От того, что мы выберем, энергосбережение или экономию энергии, будут зависеть наши дальнейшие действия и конечный результат. Например, для экономии энергии мы должны выключить лампочку, а для того, чтобы выполнить требования к энергосбережению, мы должны заменить эту лампу накаливания на энергосберегающую, но так, чтобы интенсивность освещения не изменилась, а понизилось только энергопотребление. В первом случае мы вносим изменения в начальные данные экосистемы «здание», а во втором случае не вносим. В первом случае

будет наблюдаться та или иная реакция этой экосистемы на изменение начальных данных, а во втором такой реакции не будет.

Дополним определения экономии энергии и энергосбережения следующей формулировкой:

1. Экономия энергии – понятие, связанное с эксплуатацией. Это рациональное, с точки зрения материальных затрат, использование имеющегося ресурса – в нашем случае вентиляционной системы. Экономия не должна приводить к отклонениям в требуемых параметрах микроклимата.

2. Энергосбережение – понятие, связанное с самой системой и ее созданием, конструированием. Энергосберегающая система должна обеспечивать оптимальное (минимальное) энергопотребление, необходимое для достижения требуемых параметров микроклимата.

Оба понятия преследуют одну и ту же цель, но имеют разные сферы действия. Ни одно из этих понятий, при правильном толковании, не допускает ухудшения параметров микроклимата.

К экономии энергии отнесем действия по устранению неоправданных потерь на внешних и внутренних инженерных сетях, утепление ограждающих конструкций и т.д.

К действиям по энергосбережению отнесем действия по созданию искусственной среды обитания человека. Тогда климатизацию зданий мы можем определить как подсистему системы «здание».

Такое определение дает нам возможность рассматривать модель биосферы, ограниченной стенами здания.

В начале XIX в. К. Гаусс установил, что сумма независимых, одинаково распределенных случайных величин подчиняется вполне определенному закону [7]. Соответствующая ему кривая, получающаяся после нормировки, показана на рис 1. Видно, что она очень быстро убывает, большие отклонения, в соответствии с этим законом, очень редки. Настолько редки, что ими можно пренебречь.

Известно [7], что гауссово распределение лежит в основе множества инженерных расчетов и технических норм. Все инженеры знают «правило трех сигм». Это правило говорит о том, что вероятность отклонения случайной величины от среднего значения более чем на три «сигмы», составляет менее 0.001 (см. рис. 1). «Сигма» здесь – среднеквадратичное отклонение.

Но есть и другой класс законов, которые называют степенными (см. рис. 1). «Хвост» этого распределения убывает гораздо медленнее, поэтому такие законы часто называют «распределениями с тяжелыми хвостами». В этом случае большими отклонениями пренебречь нельзя.

Переносим эти данные на нашу модель.

Пусть потери энергии на элементах инженерных сетей являются случайными величинами, тогда, если собрать данные по потерям на этих сетях по всей территории России, то сумма независимых, одинаково распределенных случайных величин (потери энергии на элементах сетей) будут соответствовать нормальному распределению Гаусса. При невысоком износе сетей потерями энергии при авариях мы можем пренебречь.

Отсюда вытекают и наши действия. Очевидно, что устранять потери энергии мы будем на тех элементах сетей, где наблюдаются максимальные потери [8, 9, 10]. Это и дешевле, и экономический эффект выше. После этого будем рассматривать те потери, которые идут следом за максимальными и т.д.

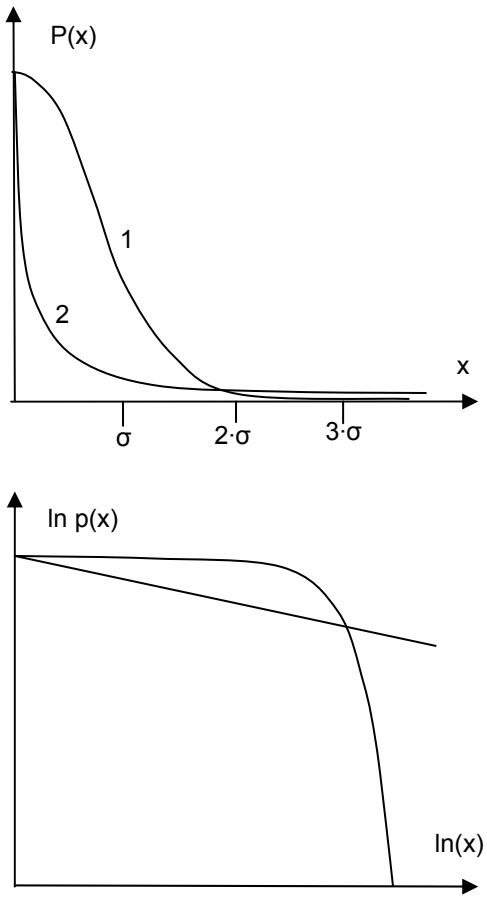

Рисунок 1. Типичный вид нормального (1) и степенного (2) распределения. В соответствии с нормальным, гауссовым, распределением большие отклонения настолько редки, что ими можно пренебречь. Однако многие бедствия, аварии, катастрофы порождают статистику со степенным распределением, которое убывает медленнее, чем нормальное распределение, поэтому катастрофическими событиями пренебречь нельзя. В логарифмическом масштабе (внизу) степенные зависимости приобретают вид прямых линий

Остановимся только тогда, когда потери энергии будут столь малы, а затраты на их устранение столь велики, что этими потерями экономически выгодно будет пренебречь. Таким образом, наши действия можно отнести к экономии энергии, и они никоим образом не повлияют на функционирование экосистемы «здание».

Следовательно, в данном случае мы можем пользоваться распределением Гаусса.

Предположим, что на эксплуатацию сетей выделяется недостаточно финансовых средств. И связано это с тем, что экономисты решили улучшить экономические показатели предприятия или учреждения. Тогда перед сотрудниками этого предприятия или учреждения будет поставлена задача жесточайшей экономии (аналогично закону № 261-ФЗ). В первую очередь действия по экономии будут связаны со снижением эксплуатационных затрат. Снижение эксплуатационных затрат приводит к ускоренному износу сетей и, как следствие, к увеличению аварийных ситуаций, которые в свою очередь связаны с потерями энергии. При увеличении количества аварийных ситуаций потери энергии могут достичь такого уровня, что ими пренебрегать уже будет нельзя. При износе инженерных сетей выше 80% высока вероятность того, что одна из очередных аварий приведет к краху всей сети, что может привести к напряжению социальной сферы.

Совершенно к другим результатам приведут наши манипуляции с энергией в экосистеме «здание». Там мы сталкиваемся со степенным распределением. Для этого определим, что возникновение адаптационного синдрома для организма человека – это уже почти катастрофа.

Откуда берется степенная статистика? Ученые отмечают [7], что ответ на этот вопрос дает новая парадигма нелинейной динамики – парадигма сложности и построенная в ее рамках теория самоорганизованной критичности.

Степенные зависимости характерны для многих сложных систем – разломов земной коры (знаменитый закон Рихтера-Гутенберга), фондовых рынков, биосферы во время эволюции. Они типичны для движения по автобанам, трафика через компьютерные сети, для многих других систем. Для всех них общим является возникновение длинных причинно-следственных связей. Одно событие может повлечь другое, третье, лавину изменений, затрагивающих всю систему. Например, мутация, с течением времени меняющая облик биологического вида, влияет на его экологическую нишу. Изменение экологической ниши этого вида, естественно, сказывается на экологических нишах других видов. Им приходится приспосабливаться. Окончание «лавины изменений» – переход к новому состоянию равновесия – может произойти нескоро.

Простейшая физическая модель, демонстрирующая такое поведение, – это куча песка. Представим следующую картину. Мы бросаем песчинку на самый верх кучи песка. Она либо останется на ней, либо скатится вниз, вызывая лавину. В лавине может быть одна или две песчинки, а может быть много. Статистика для кучи песка оказывается степенной, как для ряда бедствий и катастроф. Она очень похожа на ту статистику, которую мы имеем, скажем, для землетрясений, то есть опасность находится на грани между детерминированным и вероятностным поведением или, как сейчас говорят, на кромке хаоса.

Исследование сложных систем, демонстрирующих самоорганизованную критичность, показало, что такие системы сами по себе стремятся к критическому состоянию, в котором возможны лавины любых масштабов. Поскольку к системам такого сорта относится биосфера, общество, инфраструктуры различного типа, военно-промышленный комплекс, множество других иерархических систем, результаты теории самоорганизованной критичности очень важны для анализа управляющих воздействий, разработки методов защиты и разрушения.

Проявление степенной зависимости можно продемонстрировать на экспериментальных данных.

Новые выводы были опубликованы в журнале Chemical Research in Toxicology. В нем говорится, что если человек курит даже несколько минут, в его организме образуются вещества, нарушающие генетику и способствующие возникновению раковых опухолей.

Американские ученые выяснили, что сигарета пагубно влияет на человеческий организм с первой же затяжки. Раньше эксперты считали по-другому: для того чтобы нанести непоправимый вред здоровью, нужно курить в течение нескольких лет.

Ученые провели эксперимент на 12 добровольцах. В их крови проверили содержание полициклических ароматических углеводородов (ПАУ), которые разрушают ДНК. Оказалось, что их уровень в крови может зашкалить уже через 15 – 30 минут после выкуренной сигареты.

В нелинейной динамике про систему, которая ведет себя по закону степенного распределения, говорят, что «малые причины могут иметь большие последствия». Математики называют это свойство чувствительностью к начальным данным.

Существенной принципиальной разницы нет, чем дышит человек: табачным дымом или загрязненным воздухом (например, соединениями тяжелых металлов). В том и другом случае в организм попадают различные химические соединения определенной концентрации, а в организме из них могут образовываться третьи соединения, канцерогенные для него.

Одним из способов управлять процессом образования химических соединений в организме человека является управление воздухообменом, в основе которого лежит закон разбавления.

Для анализа воспользуемся зависимостью, которую мы получили ранее из уравнения материального баланса при решении задачи разбавления. Это зависимость минимального количества энергии, необходимого на нагрев наружного воздуха, от коэффициента опасности воздействия вещества [11]:

$$Q_{\min} = c_\rho \cdot \rho_н \cdot (T_{пом} - T_{атм}) \cdot V_{пом} \cdot \ln\left[(HQ_0 - HQ_{атм})/(HQ_n - HQ_{атм})\right], \quad (1)$$

где $c_р$ – теплоемкость воздуха, $c_р$=1,005 кДж/кг·°С;
$\rho_н$ – плотность наружного воздуха при расчетных температурах, кг/м^3 ;
$T_{атм}$ и $T_{пом}$ – значение температуры наружного (атмосферного) воздуха и температуры воздуха в помещении;
$V_{пом.}$ – объем помещения, м^3;
HQ_0 – начальное значение коэффициента опасности воздействия i-го вещества в помещении;
$HQ_{атм}$ – значение коэффициента опасности воздействия i-го вещества в атмосферном воздухе.

При ингаляционном поступлении расчет коэффициента опасности может осуществляться по формуле [12]:

$$HQ_i = C_i / RfC, \quad (2)$$

где HQ – коэффициент опасности воздействия вещества i;
C_i – уровень воздействия вещества i, мг/м^3;
RfC – безопасный уровень воздействия, мг/м^3.

Для решения нашей задачи выражение (2) можно представить как:

$$HQ_i = Ch_i / C_{ПДК}, \quad (3)$$

где Ch_i – концентрация i-го вещества в воздухе помещения, мг/м^3,
$C_{ПДК}$ – предельно допустимая концентрация i-го вещества в воздухе помещения, мг/м^3.

Тогда окончанием процесса разбавления будем считать состояние, при котором будет выполняться условие:

$$HQ_n = Ch_i / C_{ПДК} = 1. \quad (4)$$

Пусть нам будет поставлена цель снизить эксплуатационные затраты на климатизацию зданий за счет экономии энергии.

Для экономии энергии мы должны снизить воздухообмен, что в свое время и предлагалось сделать в журнале АВОК №2 за 2010 год в статье В.И. Ливчака [13]: «Жители, предпочитающие более высокую температуру воздуха, могут пойти на некоторое снижение воздухообмена – чтобы повысить температуру воздуха на 2^{0}С, надо снизить теплопотери, как будет показано далее, на 4,5%. Учитывая, что расход тепла на нагрев инфильтрующегося воздуха составляет примерно половину от расчетных теплопотерь, надо сокращать воздухообмен на 4,5 · 2 = 9% или менее чем на 3 м^3/ч из расчетных 30 м^3/ч на жителя».

Вот этими рекомендациями мы и воспользуемся. Кроме этого учтем, что при несущественном различии в расходе наружного воздуха (10%) может иметь принципиальное значение переход через граничное значение – он определит запуск негативного процесса в организме (например, процесс кальцификации [14]). Другими словами, организм относится к сложным системам, по этой причине мы и отнесли концентрацию химических соединений в воздухе помещения, которые задаются воздухообменом, к чувствительным начальным данным, т.е. учли, что «малые причины могут иметь большие последствия». Для этого в выражении (1) мы должны поменять местами аргумент и функцию, т.е. преобразовать это выражение. После преобразований мы получаем:

$$HQ_n = HQ_{атм} + (HQ_0 - HQ_{атм}) \cdot e^{-Q_{\min}/\left[c_\rho \cdot \rho_н \cdot V_{пом} \cdot (T_{пом} - T_{атм})\right]} \quad (5)$$

В соответствии с рекомендациями мы должны сэкономить энергии на величину ΔQ:

$$Q + \Delta Q = Q_{\min}, \quad (6)$$

т.е. обеспечить подачу энергии на нагрев наружного воздуха не Q_{min}, а Q:

$$Q = Q_{\min} - \Delta Q. \quad (6)$$

Следовательно, наши действия приведут к тому, что в помещении коэффициент опасности воздействия вещества будет $HQ_n>1$.

Для того чтобы привести коэффициент опасности воздействия вещества к норме $HQ_n=1$, мы будем вынуждены вентилировать помещение приточным воздухом с температурой наружного воздуха, т.е. без нагрева, что приведет к прекращению вентилирования помещения вообще. Например, при использовании естественной вентиляции и при установленных герметичных стеклопакетах, пользователь, открыв форточку на приток воздуха, обязательно ее закроет, как только выберет энергию Q, т.к. после этого температура в помещении будет понижаться и возникнет ощущение сквозняка.

Далее воспользуемся экспериментальными данными по табачному дыму.

Пусть помещение загрязнено табачным дымом [15]. Пусть при расходе наружного воздуха L_1=30 м^3/час на чел. при обеспечении системы вентиляции энергией в объеме Q_{min} и $HQ_n \geq 1$ время экспозиции не превышает $t_1 \leq 15$ мин. Но уже при L_2=27 м^3/час на чел. при обеспечении системы вентиляции энергией в объеме Q и $HQ_n \geq 1$ время экспозиции составит $t_2 > t_1$ (рис. 2).

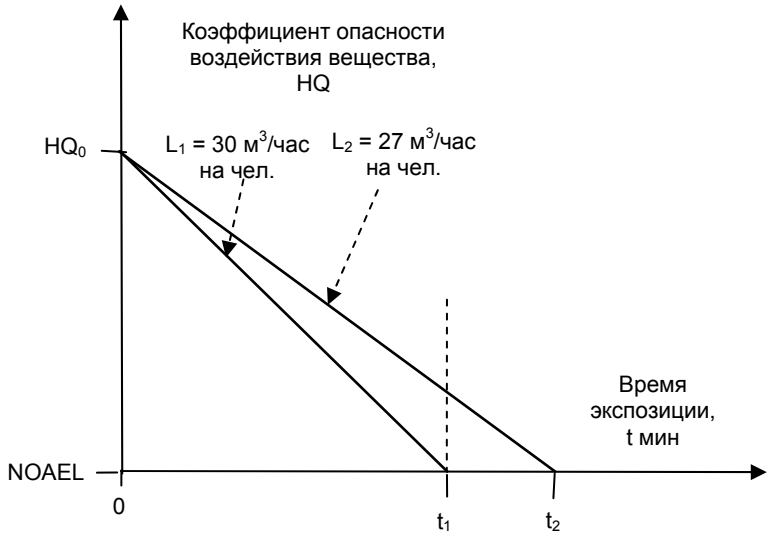

Рисунок 2. Зависимость коэффициента опасности воздействия вещества от времени экспозиции при различных расходах наружного воздуха. Источник загрязнения в помещении отсутствует

Таким образом, экономия энергии на нагрев наружного воздуха приводит к снижению воздухообмена, к увеличению времени экспозиции при $HQ_n>1$ и, как следствие этого, риск нанести непоправимый вред здоровью может возрасти с минимального до максимального вплоть до летального исхода.

Итак, мы получили, что малые причины могут иметь большие последствия.

Предвидя возражения оппонентов, отметим, что именно такая реакция организма на разность в расходе наружного воздух в 3 м^3/ч на человека не доказана. Но не доказано и обратное.

Между тем есть надежда, что в ближайшие 2-3 года будут получены дополнительные экспериментальные данные, а лет через 5 будут сформулированы новые стандарты.

Европейский офис Всемирной Организации Здравоохранения (ВОЗ) выпустил набор рекомендаций по качеству внутренней среды. Эти рекомендации по специфическим загрязнителям внутренних пространств могут стать основой для разработки легитимных норм по всему миру.

Отсюда можно сделать важный вывод, что существующие нормы по качеству внутренней среды не легитимны. Следовательно, проектировщик уже не может сказать, что проект, который соответствует нормативной базе, обеспечивает качество воздуха в помещении.

Там же отмечается, что осведомленность об этих проблемах (влияние загрязняющих веществ на появление различных заболеваний) все еще остается на низком уровне, и дальнейшие исследования будут проведены в ближайшее время.

Тем не менее, пока новых стандартов не существует, индустрия климата работает по прежним принципам. В то же время, создавать индустрию климата (в противовес продаже климатического оборудования) необходимо уже сейчас, чтобы к моменту появления новых норм существовало достаточно специалистов по проблеме, владеющих системным анализом, которых на сегодняшний день нет. Нет также прикладной науки, которая способна была бы создать реальные программы энергосбережения.

Проблемы современности, такие как необходимость энергосбережения, требуют глобальных изменений во многих отраслях науки. Так, эксперты журнала «Nature» указывают на необходимость срочной реорганизации химии как науки – иначе химия не сможет ответить вызовам современности.

Ученые опасаются, что классическая химическая наука спасует перед вызовами современности, если не произойдет ее значительной модернизации. Перед современной химией стоит ряд важных научных и технических задач, лежащих в плоскости глобальных комплексных проблем: энергосбережение, сохранение экологических систем, обеспечение людей питанием и водой, изучение точных молекулярных механизмов возникновения болезней.

В связи с тем, что таких глобальных изменений в нашей прикладной науке пока не произошло, в течение следующих пяти лет необходимо заняться только экономией энергии, устраняя неоправданные потери энергии в инженерных сетях. Одновременно с этим готовить специалистов по проблеме. И только при сформулированных новых стандартах приступать к реализации программы энергосбережения.

Пока же, напротив, активно предлагаются непродуманные программы энергосбережения. Так, например, читаем обоснование рекомендации представителя экспертного сообщества В.И. Ливчака:

«Это будет совсем незаметно для человека (разница в воздухообмене на 3 $м^3$/ч на чел.), тем более что, например, в Германии, далеко не бедной стране, расчетный воздухообмен в квартирах при расчете нагрузки системы отопления в капитально ремонтируемых домах рекомендуется принимать исходя из 20 $м^3$/ч на жителя».

К той же категории относятся рекомендации специалистов, что утепление ограждающих конструкций при сохранении нормируемого воздухообмена в помещении и использовании естественной вентиляции приводит к экономическому эффекту за счет энергосбережения.

Литература:

1. Малинецкий Г. Г. Проектирование будущего и модернизация России // Дружба народов. 2010. №9. С. 167-187.
2. Васильев Г. П., Тимофеев Н. А., Бурмистров А. А. Источник вторичных энергоресурсов – вентиляционные выбросы квартир // Энергосбережение. 2010. №4. С. 14-17.
3. Салтыков А. В. Биоэкология: Учебное пособие. Ульяновск : УлГТУ, 2000. 88 с.
4. Инфекционный процесс / Н. П. Чеснокова и др. М. : Академия естествознания, 2006. 280 с.
5. Квасничкова Д., Калина В. Схемы по экологии и методическая разработка к ним. М. : Устойчивый мир, 2001. 198 с.
6. Гошка Л.Л. Системный анализ и климатизация зданий // С.О.К. 2011. №1. С. 93-99.
7. Малинецкий Г. Г., Курдюмов С. П. Нелинейная динамика и проблемы прогноза // Вестник Российской академии наук. 2001. Том 71, №3. С. 210-232.
8. Горшков А. С. Энергоэффективность в строительстве: вопросы нормирования и меры по снижению энергопотребления зданий // Инженерно-строительный журнал. 2010. №1(11). С. 9-13.
9. Самарин О. Д. Влияние ориентации остекленных фасадов на суммарное энергопотребление жилых зданий / О. Д. Самарин, Н. Н. Зайцев // Инженерно-строительный журнал. 2010. №8(18). С. 16-20.
10. Энергосберегающие решения в строительстве // Инженерно-строительный журнал. 2010. №6(16). С. 2-3.
11. Гошка Л. Л. Энергосбережение и эффективность климатических систем // Инженерно-строительный журнал. 2010. №1. С. 14-22.
12. Р 2.1.10.1920-04. Руководство по оценке риска для здоровья населения при воздействии химических веществ, загрязняющих окружающую среду. М., 2004.
13. Ливчак В. И. О расчете систем отопления, энергосбережении и температуре воздуха в отапливаемых помещениях жилого дома // АВОК. 2010. №2. С.10-14.
14. Schaefer K. E. Effect of increased ambient CO_2 levels on human and animals. Experientia, 1982, o. 38.

**Леонид Леонидович Гошка, г. Сыктывкар, Россия*

Тел. раб.: +7 (8212) 29-10-24; эл. почта: tookola@mail.ru

Заведующий кафедрой,
д.т.н., профессор
Ватин Николай Иванович

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

«Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Инженерно-строительный факультет

Кафедра «Технология, организация и экономика строительства» (ТОЭС)

Международные магистерские программы по направлению «Строительство»

Что такое магистратура?

- получение квалификации, признанной во всем мире;
- фундаментальное профессиональное образование;
- ускоренный путь к получению степени кандидата технических наук;
- получение знаний и умений, востребованных работодателями на производстве и в науке;
- реальное участие в научно-исследовательской и педагогической деятельности.

Обучение в магистратуре проходит в течение 2 лет, на бюджетной или контрактной основе, по очной или заочной форме. Иногородним предоставляется общежитие.

Выберите одну из наших магистерских программ:

1. Автоматизированное проектирование зданий и сооружений
2. Инженерные системы зданий и сооружений
3. Организация и управление инвестиционно-строительными проектами
4. Теория и практика организационно-технологических решений
5. Энергосбережение и энергоэффективность (при финансовой поддержке ЕС)
6. Международные инвестиционно-строительные проекты (при финансовой поддержке ЕС)

Обучение в ведущих европейских вузах

Каждому магистру предоставляется возможность бесплатной стажировки (от 1 семестра до года) в одном из европейских строительных вузов-партнеров ГОУ СПбГПУ.

Особенности обучения на кафедре:

- индивидуальная работа с каждым магистром, включающая активную научно-исследовательскую работу и опыт педагогической деятельности;
- регулярные выступления на семинарах, конференциях, научных форумах;
- активное взаимодействие преподавателей и студентов в ходе совместной проектной и научно-исследовательской деятельности;
- оперативное обновление учебных дисциплин;
- учебный процесс, построенный на современных компьютерных технологиях в строительстве;
- постоянное общение с представителями ведущих строительных и проектных организаций.

Заочная магистратура как второе высшее образование

Программа ориентирована, прежде всего, на обучение практикующих специалистов, в том числе с техническим «нестроительным» образованием:

- возможность обучения без отрыва от работы;
- использование новейших технологий дистанционного обучения;
- самостоятельный выбор приоритетных направлений обучения.

Контакты

195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, Гидрокорпус-2, ауд. 204, 301, 201
297-59-49, 535-79-92, 552-94-60, www.stroikafedra.spb.ru

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Инженерно-строительный факультет
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29,
тел/факс: 552-94-60, www.stroikursi.spb.ru.
stroikursi@mail.ru

Приглашает специалистов проектных и строительных организаций,
не имеющих базового профильного высшего образования
на курсы профессиональной переподготовки (от 500 часов)
по направлению «Строительство» по программам:

П-01 «Строительство зданий и сооружений»

Программа включает учебные разделы:

- ***Основы строительного дела***
- ***Инженерное оборудование зданий и сооружений***
- ***Технология и контроль качества строительства***
- ***Основы проектирования зданий и сооружений***
- ***Автоматизация проектных работ с использованием AutoCAD***
- ***Автоматизация сметного дела в строительстве***
- ***Управление строительной организацией***
- ***Управление инвестиционно-строительными проектами. Выполнение функций заказчика-застройщика***

П-02 «Экономика и управление в строительстве»

Программа включает учебные разделы:

- ***Основы строительного дела***
- ***Инженерное оборудование зданий и сооружений***
- ***Технология и контроль качества строительства***
- ***Управление инвестиционно-строительными проектами. Выполнение функций заказчика-застройщика и генерального подрядчика***
- ***Управление строительной организацией***
- ***Экономика и ценообразование в строительстве***
- ***Управление строительной организацией***
- ***Организация, управление и планирование в строительстве***
- ***Автоматизация сметного дела в строительстве***

П-03 «Инженерные системы зданий и сооружений»

Программа включает учебные разделы:

- ***Основы механики жидкости и газа***
- ***Инженерное оборудование зданий и сооружений***
- ***Проектирование, монтаж и эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования***
- ***Проектирование, монтаж и эксплуатация систем отопления и теплоснабжения***
- ***Проектирование, монтаж и эксплуатация систем водоснабжения и водоотведения***
- ***Автоматизация проектных работ с использованием AutoCAD***
- ***Электроснабжение и электрооборудование объектов***

П-04 «Проектирование и конструирование зданий и сооружений»

Программа включает учебные разделы:

- ***Основы сопротивления материалов и механики стержневых систем***
- ***Проектирование и расчет оснований и фундаментов зданий и сооружений***
- ***Проектирование и расчет железобетонных конструкций***
- ***Проектирование и расчет металлических конструкций***
- ***Проектирование зданий и сооружений с использованием AutoCAD***
- ***Расчет строительных конструкций с использованием SCAD Office***

П-05 «Контроль качества строительства»

Программа включает учебные разделы:

- ***Основы строительного дела***
- ***Инженерное оборудование зданий и сооружений***
- ***Технология и контроль качества строительства***
- ***Проектирование и расчет железобетонных конструкций***
- ***Проектирование и расчет металлических конструкций***
- ***Обследование строительных конструкций зданий и сооружений***
- ***Выполнение функций заказчика-застройщика и генерального подрядчика***

По окончании курса слушателю выдается диплом о профессиональной переподготовке государственного образца, дающий право на ведение профессиональной деятельности