www.engstroy.spb.ru

# Инженерно-строительный журнал

ISSN 2071-4726

научно-прикладное издание

№6(32) сентябрь-октябрь 2012

СОБЫТИЯ

РАСЧЕТЫ

МЕТОДЫ

ЭКОНОМИКА

ГИДРАВЛИКА

## ТЕМА НОМЕРА: ГИДРАВЛИКА. ИНЖЕНЕРНЫЕ СЕТИ И СИСТЕМЫ ЗДАНИЙ

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

**Инженерно-строительный факультет**
**Курсы повышения квалификации и профессиональной переподготовки**

***195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29,***
***тел/факс: 552-94-60, www.stroikursi.spbstu.ru,***
***stroikursi@mail.ru***

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

| Код | Наименование программы |
|---|---|
| **Курсы по строительству** | |
| **БС-0104** | «Безопасность и качество выполнения общестроительных работ» |
| **БС-01** | «Безопасность и качество выполнения геодезических, подготовительных и земляных работ, устройства оснований и фундаментов» |
| **БС-02** | «Безопасность и качество возведения бетонных и железобетонных конструкций» |
| **БС-03** | «Безопасность и качество возведения металлических, каменных и деревянных конструкций» |
| **БС-04** | «Безопасность и качество выполнения фасадных работ, устройства кровель, защиты строительных конструкций, трубопроводов и оборудования» |
| **БС-05** | «Безопасность и качество устройства инженерных сетей и систем» |
| **БС-06** | «Безопасность и качество устройства электрических сетей и линий связи» |
| **БС-08** | «Безопасность и качество выполнения монтажных и пусконаладочных работ» |
| **БС-12** | «Безопасность и качество устройства мостов, эстакад и путепроводов» |
| **БС-13** | «Безопасность и качество выполнения гидротехнических, водолазных работ» |
| **БС-14** | «Безопасность и качество устройства промышленных печей и дымовых труб» |
| **БС-15** | «Осуществление строительного контроля» |
| **БС-16** | «Организация строительства, реконструкции и капитального ремонта. Выполнение функций заказчика-застройщика и генерального подрядчика» |
| **Курсы по проектированию** | |
| **БП-01** | «Разработка схемы планировочной организации земельного участка, архитектурных решений, мероприятий по обеспечению доступа маломобильных групп населения» |
| **БП-02** | «Разработка конструктивных и объемно-планировочных решений зданий и сооружений» |
| **БП-03** | «Проектирование внутренних сетей инженерно-технического обеспечения» |
| **БП-04** | «Проектирование наружных сетей инженерно-технического обеспечения» |
| **БП-05** | «Разработка технологических решений при проектировании зданий и сооружений» |
| **БП-06** | «Разработка специальных разделов проектной документации» |
| **БП-07** | «Разработка проектов организации строительства» |
| **БП-08** | «Проектные решения по охране окружающей среды» |
| **БП-09** | «Проектные решения по обеспечению пожарной безопасности» |
| **БП-10** | «Обследование строительных конструкций и грунтов основания зданий и сооружений» |
| **БП-11** | «Организация проектных работ. Выполнение функций генерального проектировщика» |
| **Курсы по инженерным изысканиям** | |
| **И-01** | «Инженерно-геодезические изыскания в строительстве» |
| **И-02** | «Инженерно-геологические изыскания в строительстве» |
| **И-03** | «Инженерно-гидрометеорологические изыскания в строительстве» |
| **И-04** | «Инженерно-экологические изыскания в строительстве» |
| **ПР-09** | «Обследование строительных конструкций и грунтов основания зданий и сооружений» |
| **И-05** | «Организация работ по инженерным изысканиям» |

***(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. Выходит с 09.2008.

Включен в Перечень ведущих периодических изданий ВАК РФ

Периодичность: 8 раз в год

**Учредитель и издатель:**

ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

**Адрес редакции:**

195251, СПб, ул. Политехническая, д. 29, Гидрокорпус-2, ауд. 227А

**Главный редактор:**

Вера Михайловна Якубсон

**Научный редактор:**

Николай Иванович Ватин

**Литературный редактор:**

Оксана Валерьевна Николенко

**Редакционная коллегия:**

д.т.н., проф., зав. каф. ФГБОУ ВПО СПбГПУ Н.В. Арефьев;
д.т.н., проф., ректор ГОУ СГАСУ М.И. Бальзанников;
к.т.н., проф., проректор по перспективным проектам ФГБОУ ВПО СПбГПУ А.И. Боровков;
д.т.н., проф., Вильнюсский технический университет им. Гедиминаса, Э.К. Завадскас;
д.т.н., проф., зав. каф. ФГБОУ ВПО СПбГПУ В.В. Лалин;
к.т.н., директор РУП «Институт БелНИИС» М.Ф. Марковский;

и другие.

Полный список редсовета и редколлегии – на веб-сайте журнала.

Материалы, помеченные знаком ®, публикуются на правах рекламы.

Установочный тираж 1000 экз.

Подписано в печать 09.10.12
Формат 60x84/8, усл. печ. л. 9.
Заказ №
Отпечатано в типографии СПбГПУ.
СПб, ул. Политехническая, д. 29

# Содержание

**СОБЫТИЯ**

СРО: энергоэффективность и законотворчество 2

IV Международный конгресс «Энергоэффективность. XXI век. Инженерные методы снижения энергопотребления зданий» 4

**ГИДРАВЛИКА**

Гиргидов А.Д. Диссипация механической энергии в круглоцилиндрической трубе 5

Боровков В.С., Байков В.Н., Писарев Д.В., Волынов М.А. Локальное подобие течения и распределение скоростей в турбулентных потоках 12

Михалев М.А. Гидравлический расчет напорных трубопроводов 20

**РАСЧЕТЫ**

Козинец Г.Л., Потехин Л.П. Численная оценка прочностной надежности высоконапорных водоводов при гидравлическом ударе 29

Петросова Д.В. Количественная оценка величины переноса консервативной примеси фильтрационным потоком через стену 36

**МЕТОДЫ**

Позин Г.М., Уляшева В.М. Распределение параметров воздуха в помещениях с источниками тепловыделений 42

Черный К.А. Методологический подход к применению коронных аэроионизаторов при проведении коррекции аэроионного состава воздуха помещений 48

Сотников А.Г., Боровицкий А.А. Систематизация и обобщение характеристик местных вытяжных устройств – основа инженерной методики проектирования эффективных систем промышленной вентиляции 54

**ЭКОНОМИКА**

Самарин О.Д., Гришнева Е.А. Определение оптимальных затрат на управление климатическими системами интеллектуального здания 60

Солдатенко Т.Н. Модель остаточного ресурса инженерных систем с высоким уровнем износа 64

© ФГБОУ ВПО СПбГПУ, 2012.

На обложке: модель теплового узла, г. Лейпциг, Германия.

**Контакты:**

Тел. +7(812)535-52-47 E-mail: engstroy@inbox.ru Web: Http://www.engstroy.spb.ru

# СРО: энергоэффективность и законотворчество

13 сентября состоялась III Всероссийская научно-практическая конференция «Саморегулирование в строительном комплексе: повседневная практика и законодательство». В конференции приняли участие ведущие специалисты в области строительства из Москвы, Ленинградской области и других регионов страны. Официальное открытие пленарного заседания началось с приветственных слов.

Заместитель председателя Комитета Государственной Думы Российской Федерации по земельным отношениям и строительству Сергей Валериевич Петров в своем выступлении отметил, что институт саморегулирования состоялся. Однако существует множество проблем, которые необходимо решить. С.В. Петров особо выделил следующие вопросы:

- совершенствование законодательства, определение критериев определения коммерческих СРО;
- работа по сохранению достижений в строительной отрасли;
- работа с кадрами (достойное награждение лучших по профессии).

Президент Национального объединения строителей Ефим Владимирович Басин в своем докладе «Развитие саморегулирования в строительстве и деятельность НОСТРОЙ в 2012 году» затронул проблемы правовой поддержки в сфере строительства. Несмотря на то, что количество саморегулируемых организаций постоянно растет, не существует четкого законодательства, которое определяло бы работу СРО. Е. В. Басин акцентирует внимание на необходимости активного взаимодействия с органами власти по существующим вопросам для создания действенного контроля, повышения уровня конкурентоспособности российских компаний на международном рынке, применения европейских стандартов как нормативных документов альтернативного характера. По мнению Е. В. Басина СРО должны работать открыто и демократично, улучшать СНиПы и повышать уровень квалификации специалистов. Немаловажной проблемой так же является борьба с демпингом.

Сергей Юрьевич Милушкин, вице-президент Национального агентства малоэтажного и коттеджного строительства, в своем докладе «Развитие малоэтажного строительства в РФ и деятельность НАМИКС в 2012 году» говорил об особенностях малоэтажного строительства в России. Данная отрасль стремительно развивается, темпы строительства ежегодно растут. Но, несмотря на это, существуют серьезные проблемы со сбытом жилья: лишь 20% российского населения имеет возможность купить недвижимость. Поэтому, считает С. Ю. Милушкин, необходимо снижать стоимость квадратного метра и развивать рынок арендного жилья. Такие проекты уже ведутся в Ленинградской области и других регионах.

На заседании много говорилось о заимствовании зарубежного опыта как в самой сфере строительства, так и в стандартах повышения квалификации рабочих. В таких странах как Япония, Австралия, США, работники строительной отрасли ежегодно проходят курсы повышения квалификации, в то время как в России данные процедуры имеют место раз в 5 лет. Это недопустимо, считают участники конференции, в современных условиях развития строительного комплекса.

На тематической секции «Энергоресурсосбережение в строительстве», организованной НП «СРО «Альянс строителей», в основном говорилось о проблемах энергоаудита. В настоящее время в России существует около 4000 организаций, занимающихся оказанием услуг в сфере энергоаудита. Но зачастую большинство из них не имеет необходимого оборудования и квалифицированных специалистов. И, по мнению участников секции, вопрос профессиональной подготовки кадров стоит особенно остро.

Руководитель регионального отделения НОЭ по Северо-Западу, директор НП «Инженерные системы – аудит» Александр Михайлович Гримитлин в своем докладе «Выполнение требования по энергосбережению при проектировании и строительстве зданий» говорил о необходимости снижать уровень ресурсопотребления. Разработка нормативных документов в данной отрасли и активная работа с бизнесом позволят устранить существующие недостатки и наладить работу системы. А сотрудничество с иностранными энергоаудиторами поднимет российский строительный комплекс на новый уровень.

Андрей Алексеевич Липатов, генеральный директор УК Холдинга «Теплоком», выделил следующие проблемы, существующие при реализации ФЗ № 261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации»:

- проблема коммерческого учета в сфере производства остается нерешенной;
- отсутствие обеспечения бюджетными средствами;
- крайняя изношенность коммуникаций (более 80%).

А. А. Липатов выступает за смягчение банковского законодательства при финансировании проектов и назначение должностных лиц, ответственных за нарушение установленных законом сроков. Строительный комплекс должен тесно сотрудничать с государственным сектором и предоставлять полную финансовую отчетность. В отличие от А. М. Гримитлина, А. А. Липатов считает невозможной систему беспроцентных кредитов от государства и предлагает рассмотреть вопрос о налоговых льготах для компаний-производителей.

Советник директора НП «БалтЭнергоЭффект» Александр Александрович Журавлев в своем докладе затронул вопрос преобразования жилищного комплекса с целью повышения энергоэффективности. Низкий уровень ресурсосбережения (около 6% зданий являются ресурсосберегающими) и долгие сроки окупаемости энергоэффективных решений свидетельствуют о незаконченности реформирования СРО. Нет четкой системы стандартов, контроля и ответственности, отсутствует диалог между заказчиком и исполнителем. Поэтому многие компании сталкиваются с проблемой эксплуатации здания. По мнению А. А. Журавлева, застройщик должен в течение 5 лет обеспечивать соответствие зданий заявленным параметрам энергоэффективности и оснащенности их приборами учета, тем самым гарантируя качество своей работы.

В своем докладе А. А. Журавлев выделил следующие направления развития СРО в области энергоэффективности:

- разработка нормативно-правовой документации;
- повышение роли государственного контроля;
- внедрение энергоэффективных технологий;
- разработка конкретных программ по энергоэффективности.

Только при комплексном подходе к решению существующих проблем в области энергоэффективности зданий и взаимодействии с органами государственной власти можно достичь положительных результатов в сфере энергоаудита и снижения ресурсопотребления. Такое мнение высказывало большинство участников конференции.

***Текст: О.В. Николенко***

***Фото: http://sroconf.ru***

IV МЕЖДУНАРОДНЫЙ КОНГРЕСС «ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ. XXI ВЕК.
ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ЗДАНИЙ»
21-22 ноября 2012
Санкт-Петербург, ВК "Ленэкспо"

Ⓟ

# IV Международный конгресс «Энергоэффективность. XXI век. Инженерные методы снижения энергопотребления зданий»

21 и 22 ноября 2012 года в Санкт-Петербурге, в павильонах ВК «Ленэкспо» в рамках выставки «ЖКХ России» пройдет итоговая сессия IV Международного конгресса «Энергоэффективность. XXI век. Инженерные методы снижения энергопотребления зданий», которая продолжит начатый весной в Москве диалог с представителями Министерства энергетики РФ, Министерства регионального развития России, Госдумы РФ, Совета Федерации Федерального Собрания РФ и аппаратов национальных объединений (НОЭ, НОСТРОЙ, НОП) с участниками конгресса – проектировщиками, строителями, научными институтами, общественными организациями, представителями региональных властных структур.

Деловая программа конгресса включает работу по секциям «Коммерческий учет энергоносителей», «Практика проведения энергетических обследований. Взаимодействие с государственным и муниципальным заказчиком и ЖКХ. Энергосервисные контракты», Энергоэффективные архитектурные решения», «Качественные и энергосберегающие системы создания микроклимата», «Энергосбережение и нормативно-правовое регулирование при создании систем водоснабжения и водоотведения», «Устройство систем теплогазоснабжения», «Строительная теплофизика и энергоэффективное проектирование ограждающих конструкций зданий» и итоговое пленарное заседание, где участникам будет представлена вторая редакция «Каталога концептуальных рекомендаций и технических решений по повышению энергоэффективности и экологичности объектов жилого и гражданского назначения».

Как всегда, по результатам секционных дискуссий будут составлены резолюции, куда будут включены предложения и замечания участников конгресса. Все документы по завершении форума будут отправлены в профильные министерства, Госдуму РФ, Совет Федерации и Национальные объединения. Отметим, что результаты конкретной работы по предыдущим резолюциям уже не первый год позитивно влияют на развитие строительной отрасли в сфере энергосбережения и энергоэффективности.

Организаторами конгресса являются: Национальное Объединение СРО в области энергетического обследования (НОЭ), НП «АВОК Северо-Запад», Консорциум «Логика-Теплоэнергомонтаж» и ЗАО «ЭкспоФорум», при участии НП «Метрология энергосбережения», НО «АПИК» и НП «АВОК».

Конгресс проходит при поддержке Министерства энергетики РФ, Национального объединения строителей (НОСТРОЙ), Национального объединения проектировщиков (НОП), Общественной общероссийской организации «Деловая Россия» и ФГБУ «Российское энергетическое агентство» Минэнерго России.

Событие подробно освещают профильные средства массовой информации: печатные издания, интернет-порталы, специализированные телевизионные и радиопрограммы.

По единому мнению профессионалов, конгресс «Энергоэффективность. XXI век. Инженерные методы снижения энергопотребления зданий» не только одно из самых значимых событий года в жизни строительной отрасли, но и стартовый трамплин для внедрения передовых идей в сфере энергосбережения.

***Пресс-служба НП «АВОК-СЕВЕРО-ЗАПАД»***
***197342, Санкт-Петербург, Сердобольская ул., д. 65, лит. А***
***www.avoknw.ru***

***Лидия Туманцева***
***Тел/факс: +7 (812) 366 95 60; моб. +7 921 648 58 69***
***lidiyat@sro-is.ru***

# Диссипация механической энергии в круглоцилиндрической трубе

***Д.т.н., профессор А.Д. Гиргидов*,***
*ФГБОУ ВПО Санкт-Петербургский государственный политехнический университет*

**Ключевые слова**: одномерные потоки в круглоцилиндрической трубе; диссипация механической энергии; продольнооднородный турбулентный поток; четырехслойная модель; вихрь Рэнкина; принцип минимума диссипации; граница между квазитвердым и свободным вихрями; аппроксимация поля скорости

Распределение диссипации энергии вдоль радиуса круглоцилиндрической трубы представляет интерес при решении многих задач инженерно-строительной гидравлики. К числу таких задач относятся расчет теплопередачи через поток воздуха в ограждающих конструкциях [1, 2], расчет потерь напора в винтовых потоках [3, 4], расчет циклонов с осевым [5] и тангенциальным [6-9] подводами пылесодержащего газа. В частности, раздельное рассмотрение диссипации в продольном и вращательном движениях может оказаться полезным при обосновании расщепления винтового потока на две простые формы движения и последующей их суперпозиции и вычислении потерь напора [10, 11].

Дифференциальное уравнение баланса механической энергии осредненного движения в продольно-однородном турбулентном потоке в круглоцилиндрической трубе имеет вид [12]:

$$\bar{u}_x \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} = -\eta \left( \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial r} \right)^2 + \rho \overline{u'_x u'_r} \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial r}, \qquad (1)$$

где $(x, r, \varepsilon)$ – цилиндрические координаты, $\underline{u} = (u_x, u_r, u_\varepsilon)$ – скорость жидкости, $p$ – гидродинамическое давление, $\eta$ – динамический коэффициент вязкости, $\rho$ – плотность жидкости.

Первое слагаемое в правой части выражает плотность диссипации (перехода в тепло) механической энергии осредненного движения. Оно представляет собой произведение вязких касательных напряжений, рассчитанных по осредненной скорости: $p_{rx}^{\text{в}} = \eta \dfrac{\partial \bar{u}_x}{\partial r}$ на радиальную производную осредненной скорости. В последующих вычислениях будут использоваться экспериментальные зависимости $\bar{u}_x = \bar{u}_x(r)$; дифференцирование таких зависимостей, являясь некорректной операцией, увеличивает экспериментальную погрешность измерения скорости, что усугубляется тем, что производная скорости входит в (1) в квадрате, и, следовательно, погрешность удваивается. Для повышения точности вычислений выражение $\eta \left( \dfrac{\partial \bar{u}_x}{\partial r} \right)^2$ представим в виде:

$$\eta \left( \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial r} \right)^2 = p_{rx}^{\text{в}} \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial r} \qquad (2)$$

и будем считать, что напряжение $p_{rx}^{\text{в}}$ является разностью:

$$p_{rx}^{\text{в}} = p_{rx} - p_{rx}^{\text{т}}, \qquad (3)$$

где $p_{rx} = \dfrac{\tau_0 r}{R}$ – теоретическое распределение полного касательного напряжения при равномерном движении в круглой цилиндрической трубе; $\tau_0$ – касательное напряжение на стенке

трубы; $R$ – радиус трубы; $p_{rx}^{\text{т}} = -\rho\overline{u'_x u'_r}$ – экспериментальное [13] значение турбулентного напряжения.

Второе слагаемое в правой части (1) представляет собой плотность распределения превращения энергии осредненного движения в энергию пульсационного движения. Согласно экспериментальным данным [13] примем, что в вязком подслое (при $R - 5\Delta < r < R$, где $\Delta = \dfrac{\nu}{u_*}$, $\nu = \dfrac{\eta}{\rho}$, $u_* = \sqrt{\dfrac{\tau_0}{\rho}}$) $p_{rx}^{\text{т}}$ равно нулю, а в логарифмическом слое (при $0{,}8R < r < R - 30\Delta$) $p_{rx}^{\text{т}} = 0{,}8\tau_0$. В промежуточном слое (при $R - 30\Delta < r < R - 5\Delta$) примем линейную зависимость:

$$p_{rx}^{\text{т}} = 0{,}8\tau_0 \frac{R - 5\Delta - r}{25\Delta},$$

которая непрерывно связывает граничные значения $p_{rx}^{\text{т}}$. Во внутреннем слое (при $r < 0{,}8R$), где производная $\dfrac{\partial \bar{u}_x}{\partial r}$ мала, и погрешность при её вычислении не столь существенна, было принято прямое вычисление диссипации согласно уравнению (1), а также принималось $p_{rx}^{\text{т}} \approx p_{rx} = \dfrac{\tau_0 r}{R}$.

Рассчитаем в пределах каждого слоя $E^{\text{в}}$ – диссипацию механической энергии осредненного движения и $E^{\text{т}}$ – превращение этой энергии в энергию пульсационного движения. Результаты расчета в диапазоне чисел Рейнольдса $\text{Re}_D$ от $10^4$ до $10^5$ приведем в таблице 1. Здесь $\text{Re}_D = \dfrac{\text{v}D}{\nu}$, где $D = 2R$, $\text{v}$ – средняя (расходная) скорость в трубе. Предполагается, что труба гидравлически гладкая и справедлива формула Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\text{Re}_D^{0.25}}.$$

***Таблица 1***

| **Наименование слоя** | $\dfrac{E^{\text{в}}}{\rho u_*^3 R}$ | $\dfrac{E^{\text{т}}}{\rho u_*^3 R}$ |
|---|---|---|
| Вязкий подслой | 31,4 | 0 |
| Промежуточный слой | 35,26…41,86 | 16,1…16,3 |
| Логарифмический слой | 0,5…5,45 | 7,03…33,4 |
| Внутренний слой | 1,99…0,264 | 8,037 |
| По всему потоку | 69,86…78,97 | 31,1…57,7 |

Очевидно, что энергия пульсационного движения также превращается в теплоту, поэтому можно сравнить результаты вычислений с полной диссипацией энергии в потоке:

$$E = \tau_0 \cdot 2\pi R\text{v} = 2\pi\rho u_*^3 R\sqrt{\frac{8}{\lambda}} = (99{,}3\ldots132{,}4)\rho u_*^3 R. \quad (4)$$

Согласно таблице 1:

$$E = E^{\text{в}} + E^{\text{т}} = (100{,}25\ldots136{,}67)\rho u_*^3 R, \quad (5)$$

что вполне удовлетворительно соответствует (4).

Как показано в [14, 15], при ламинарном режиме движения минимум диссипации механической энергии реализуется, если продольная скорость имеет параболическое распределение:

$$u_x = 2\mathrm{v}\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right). \qquad (6)$$

Кроме того, там же показано, что если $\mathrm{Re}_D > 2300$, то диссипация при турбулентном режиме меньше, чем при ламинарном (при одних и тех же граничных условиях для области, занятой жидкостью). Примем, что для цилиндрической трубы граничными условиями, накладываемыми на поле скорости, является равенство нулю скорости на стенке и значение касательного напряжения на стенке трубы $\tau_0$ (или $u_*$).

Установим значение числа Рейнольдса, при котором диссипация механической энергии при ламинарном режиме $E^{\text{л}}$ и при турбулентном режиме $E^{\text{т}}$ равны между собой. Очевидно, что сравнивать $E^{\text{л}}$ и $E^{\text{т}}$ имеет смысл только при одинаковых граничных условиях. Согласно (4) имеем:

$$E^{\text{л}} = \tau_0 2\pi R \mathrm{v}_{\text{л}} = \tau_0 2\pi R \mathrm{v}_{\text{т}} = E^{\text{т}}, \qquad (7)$$

где $\mathrm{v}_{\text{л}}$ и $\mathrm{v}_{\text{т}}$ – средние скорости для ламинарного и турбулентного режимов. Выразим эти скорости через $u_*$. Для ламинарного движения из (6) следует:

$$\tau_0 = -\eta \left.\frac{\partial u_x}{\partial z}\right|_{r=R} = -\eta 2\mathrm{v}_{\text{л}} \frac{2r}{R} = -4\eta \frac{\mathrm{v}_{\text{л}}}{R},$$

откуда

$$\mathrm{v}_{\text{л}} = \frac{u_*^2 R}{4\nu} = \frac{u_*}{4}\mathrm{Re}_*, \qquad (8)$$

где $\mathrm{Re}_* = \dfrac{u_* R}{\nu} = \dfrac{\mathrm{v}D}{\nu}\sqrt{\dfrac{\lambda}{8}} \cdot \dfrac{1}{2} = 0{,}1\mathrm{Re}_D^{7/8} = 316{,}2\ldots3714$.

При турбулентном режиме воспользуемся формулой Блазиуса:

$$\mathrm{v}_{\text{т}} = u_*\sqrt{\frac{8}{\lambda}} = 5u_*\,\mathrm{Re}_D^{1/8} = 5u_*(10\,\mathrm{Re}_*)^{1/7}. \qquad (9)$$

Подставим (8) и (9) в (7) и получим значение критического числа:

$$(\mathrm{Re}_*)_{\text{кр}} = 48{,}38.$$

При $\mathrm{Re}_* < (\mathrm{Re}_*)_{\text{кр}}$ диссипация при турбулентном режиме больше, чем при ламинарном, а при $\mathrm{Re}_* > (\mathrm{Re}_*)_{\text{кр}}$ наоборот. Отметим, что этому значению $(\mathrm{Re}_*)_{\text{кр}}$ соответствует $(\mathrm{Re}_D)_{\text{кр}} = 1170$. Полученное значение $(\mathrm{Re}_D)_{\text{кр}}$ вдвое меньше экспериментально установленного значения $(\mathrm{Re}_D)_{\text{кр}} = 2300$. Возможно, это объясняется тем, что в реальных потоках принцип минимума диссипации не является единственно решающим при переходе от ламинарного режима к турбулентному, но главным образом тем, что формула Блазиуса при числах $\mathrm{Re}_D < 4000$ не имеет и не может иметь экспериментального подтверждения. Кроме того, есть материалы крупномасштабных экспериментальных исследований потерь по длине [16], согласно которым при $200 < \mathrm{Re}_D < 2000$ потери напора $h_l \sim \mathrm{v}^{1.2}$, что указывает на сложный нестационарный характер течения жидкости в этом диапазоне чисел Рейнольдса.

Проведем подобные вычисления для двухслойной модели турбулентного потока, часто используемой на практике. Согласно этой модели вязкий подслой имеет толщину $c\Delta$, где $c$ – безразмерная постоянная, значение которой предстоит установить, а осредненная скорость распределена линейно. Турбулентные напряжения в этом подслое малы, поэтому вся энергия осредненного движения за счет вязкости диссипирует в теплоту. В этом слое:

$$E_{\text{вп}}^{\text{в}} = 2\pi\rho u_*^3 R\left(c - \frac{c^2}{\text{Re}_*} + \frac{c^3}{\text{Re}_*^2}\right). \tag{10}$$

В турбулентном ядре имеет место свободная турбулентность, и коэффициент турбулентной вязкости $\nu^{\text{т}}$ не зависит от радиуса $r$. Полагая, что скорость распределена непрерывно, найдем:

$$\bar{u}_x = \frac{u_*}{\nu^{\text{т}} R}\frac{(R - c\Delta)^2 - r^2}{2} + cu_*.$$

В турбулентном ядре $\nu^{\text{т}} >> \nu$, и, следовательно, здесь энергия осредненного движения почти полностью превращается в энергию пульсационного движения, и только потом диссипирует в тепло.

Суммарная потеря энергии осредненным потоком:

$$E = 2\pi\rho u_*^3 R\ \ K, \tag{11}$$

где $K = \frac{\text{Re}_*}{4k} + c\left(1 - \frac{1}{k}\right) - \frac{c^2}{\text{Re}_*}\left(1 - \frac{3}{2k}\right) + \frac{c^3}{\text{Re}_*^2}\left(\frac{1}{3} - \frac{1}{k}\right) + \frac{c^4}{4k\,\text{Re}_*^3}$; $k = \frac{\nu^{\text{т}}}{\nu}$.

Расход жидкости в трубе:

$$Q = \pi u_* R^2 K. \tag{12}$$

Из этого выражения получим следующее равенство:

$$\sqrt{\frac{8}{\lambda}} = \frac{\text{Re}_*}{4k} + c\left(1 - \frac{1}{k}\right) - \frac{c^2}{\text{Re}_*}\left(1 - \frac{3}{2k}\right) + \frac{c^3}{\text{Re}_*^2}\left(\frac{1}{3} - \frac{1}{k}\right) + \frac{c^4}{4k\,\text{Re}_*^3}. \tag{13}$$

Используя (13), из (11) получим, что при $c = 0$ (т.е. при отсутствии вязкого подслоя):

$$k = \frac{\text{Re}_*}{4}\sqrt{\frac{\lambda}{8}} = 5\ldots 28{,}12.$$

При этом осредненная скорость имеет параболическое распределение. Такое распределение осредненной скорости турбулентного потока возможно реализуется в трубе, стенки которой имеют неровности (выступы и впадины) с геометрическими размерами, превышающими $\frac{R}{5}$, так что их нельзя рассматривать как шероховатость. Турбулентность потока определяется обтеканием отдельных неровностей и практически однородна, а пристеночный слой с логарифмическим распределением скорости не образуется. Параболическое распределение скорости соответствует минимуму диссипации энергии [14] (в нашем случае это минимум потери энергии осредненным потоком).

Найдем значения $c \neq 0$, т. е. толщину вязкого подслоя, исходя из условия, что только в этом подслое происходит непосредственная диссипация в тепломеханической энергии. Согласно таблице 1, это составляет $0{,}7\ldots 0{,}58$ от всей потери энергии осредненным потоком. Решая уравнение:

$$E_{\text{вп}} = (0{,}70\ldots 0{,}58)E, \tag{14}$$

в которое следует подставить выражения (10) и (11), найдем:

$$c = 11{,}48 \ldots 11{,}86 ,$$

а из равенства (13) получим:

$$k = 14{,}3 \ldots 63 . \qquad (15)$$

Как видно, полученные значения $c$ хорошо совпадают с используемым на практике $c = 11{,}2$. Значения $k$ для турбулентного ядра двухслойной модели (в которое входит логарифмический и внутренний слой четырехслойной модели), как и следовало ожидать, меньше, чем значения для внутреннего слоя.

Укажем дополнительно, что из уравнения (13) можно найти значение $c = 16{,}76 \ldots 21{,}29$, соответствующее $k = \infty$. При этом скорость в турбулентном ядре постоянна (квазитвердое движение), а потери энергии осредненного движения осуществляются только в виде диссипации в тепло в вязком подслое.

Используем аналогичный прием для установления значений параметров вихря Рэнкина [17]. Примем трехслойную модель осесимметричного вихря в круглоцилиндрической трубе.

1. Квазитвердая часть при $0 < r < R_г$, где $R_г$ – радиус квазитвердой части. Здесь распределение азимутальной скорости линейное:

$$u_\varepsilon = u_г \frac{r}{R_г} ,$$

где $u_г$ – скорость при $r = R_г$. В этой части диссипация отсутствует.

2. Свободный (потенциальный) вихрь (при $R_г < r < R - c\Delta$). Здесь движение турбулентное, осредненная азимутная скорость имеет распределение:

$$\bar{u}_\varepsilon = u_г \frac{R_г}{r} .$$

В этой части потока энергия осредненного движения превращается в энергию пульсационного движения:

$$E_{пот} = 4\pi\rho\nu^т c^2 u_*^2 \left( \frac{1}{\rho_г^2} - 1 \right),$$

где $\rho_г = \dfrac{R_г}{R\text{-}c\Delta}$. Здесь использовано следующее из (38) равенство $u_г R_г = c u_* (R - c\Delta)$.

3. Вязкий подслой (при $R - c\Delta < r < R$). Здесь скорость распределена линейно:

$$\bar{u}_\varepsilon = \frac{u_*^2}{\nu}(R - r) ,$$

а диссипация равна:

$$E_{вп} = 2\pi\rho u_*^3 R c \left( 1 - \frac{c\Delta}{2R} \right).$$

Вычислим и зафиксируем удельный (на единицу длины трубы) расход жидкости через плоскость, нормальную к вектору азимутальной скорости, полагая $c\Delta$ пренебрежимо малым по сравнению с $R$:

$$q = \int_0^R u_\varepsilon dr = \frac{1}{2} c u_* R (1 - 2\ln \rho_г). \qquad (16)$$

Выразим $u_*$ из (16) и представим суммарную потерю механической энергии осредненного движения $E = E_{\text{пот}} + E_{\text{вп}}$ в виде:

$$E = 8\pi\rho\nu^{\text{т}}c^2u_*^2\left(\frac{1}{\rho_{\text{г}}^2}-1\right)\frac{q^3}{c^3R^3\left(1-2\ln\rho_{\text{г}}\right)^3}+4\pi\rho u_*^3Rc\left(1-\frac{c\Delta}{2R}\right)\frac{q^2}{c^2R^2\left(1-2\ln\rho_{\text{г}}\right)^2}.$$

Найдем значение $\rho_{\text{г}}$, при котором имеет место минимум $E$, приравняв к нулю производную $E$ по $\rho_{\text{г}}$. В результате получим уравнение:

$$\left(\frac{3q}{c^2\nu^{\text{т}}}-2\right)x+1=\left(\ln x-2x\right)\ln x,$$

где $x=\rho_{\text{г}}^2$.

Если принять $\nu^{\text{т}}$ согласно (15), а $c=11{,}2$, то в диапазоне $\text{Re}_R=\frac{\text{v}R}{\nu}=\frac{q}{\nu}=10^4\ldots10^5$ получим, что значение $\rho_{\text{г}}$ изменяется в пределах: $\rho_{\text{г}}=0{,}339\ldots0{,}418$.

В заключение приведем аппроксимацию поля скорости в турбулентном ядре вихря Рэнкина в виде:

$$u_\varepsilon=u_{\text{г}}\sum_{n=1}^{N}\frac{1}{2^{n-1}}\frac{\left(\frac{r}{R_{\text{г}}}\right)^{2n-1}}{\left(\frac{r}{R_{\text{г}}}\right)^{4n-2}+1}.$$

Согласно этой зависимости при $r\to0$ скорость $u_\varepsilon$ линейно зависит от $r$, а при больших значениях $r$ эта скорость, как в свободном вихре, обратно пропорциональна $r$. На рис. 1 представлено распределение скорости $u_\varepsilon$, рассчитанное по предлагаемой формуле.

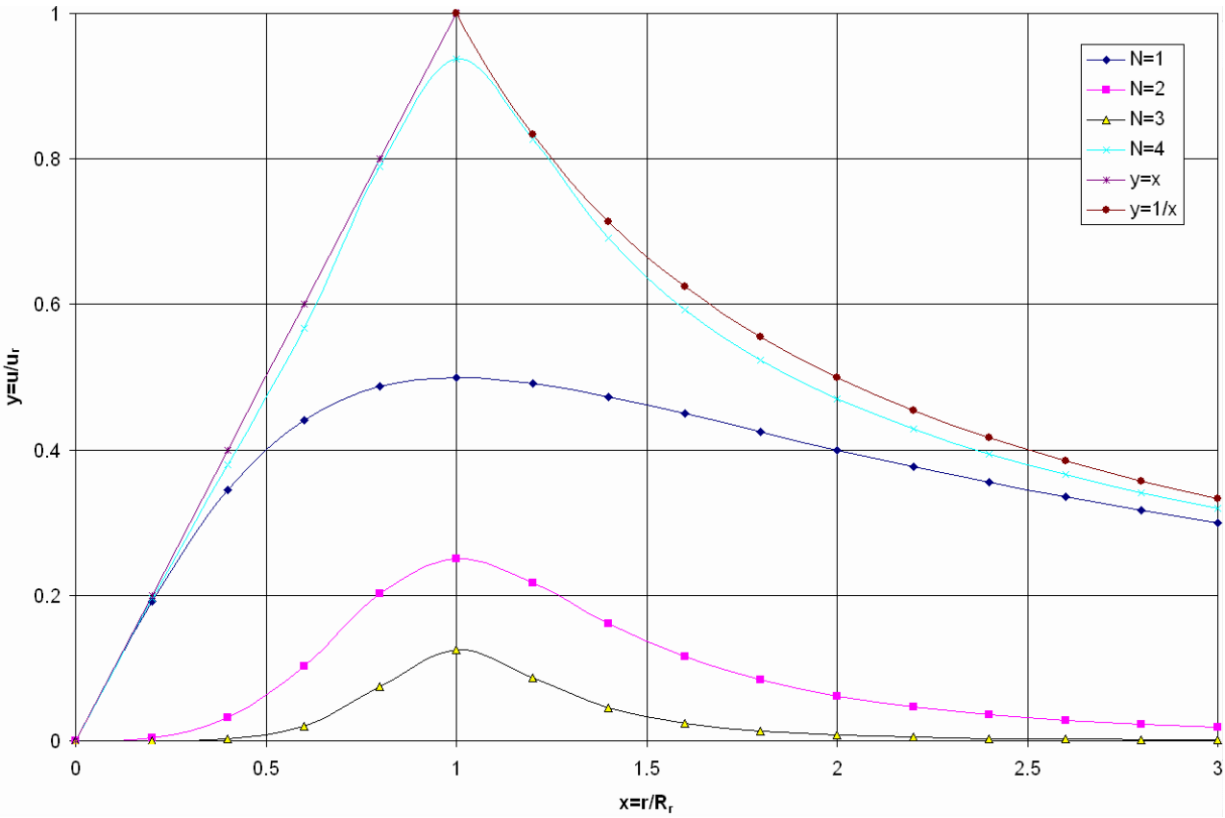


**Рисунок 1. Распределения тангенциальной скорости по радиусу при различных значениях N**

**Литература**


1. Петриченко М. Р., Петроченко М. В. Гидравлика СКТ в ограждающих конструкциях с воздушным зазором // Инженерно-строительный журнал. 2011. №8. С. 51-56.
2. Петриченко М. Р., Петроченко М. В. Достаточные условия существования свободно-конвективного течения в вертикальном щелевом канале // Научно- технические ведомости СПб ГПУ. 2012. №2-1. С. 276-281.
3. Харьков Н. С., Чамкина М. В., Петриченко М. Р. Возможно ли восстановление напора в цилиндрическом закрученном потоке // Инженерно-строительный журнал. 2011. №1. С.12-16.
4. Петриченко М. Р., Харьков Н. С. Экспериментальное исследование насосного действия винтового потока // Журнал технической физики. 2009. Том 79. Вып.7. С. 137-139.
5. Зайцев Н. О. Расчет эффективности пылеулавливания циклонного устройства для очистки газов от пыли // Научно- технические ведомости СПб ГПУ. 2006. №5-1. С. 197-202.
6. Hoffmann A. C., Stein L. E. Gas Cyclones and Swirl Tubes. Berlin, Heidelberg: Springer. Verl. 2002. 421 p.
7. Zhao Bing- tao. Effects of Flow Parameters and Inlet Geometry on Cyclone Efficiency // The Chinese Journal of Process Engineering. 2006. №2. Pp. 178-180.
8. Стрелец К. И. Численное решение уравнений турбулентной диффузии в закрученном потоке газа // Научно-технические ведомости. СПбГПУ. 2010 . №5 (108). С. 156-160.
9. Гиргидов А. А., Стрелец К. И., Ватин Н. И. Численное моделирование трехмерного поля скорости в циклоне // Инженерно-строительный журнал. 2011. №5 (23). С. 5-9.
10. Tokohama H. Jowsawa H. Energy separation in vortex tube with a divergent chamber // Het Trasfer Trans., ASME. 1981. Vol. 103. N2. Pp. 196-203.
11. Vabistas G. U. Tangential velocity and static pressure distribution in vortex chambers. // AiAA J., 1987. Vol. 25. №8. Pp. 1139-1140.
12. Монин А. С., Яглом А. М. Статистическая гидромеханика. Ч I. М.: Наука, 1965. 640 с.
13. Конт-Белло Ж. Турбулентное течение в потоке с параллельными стенками. М.: Мир, 1968. 176 с.
14. Гиргидов А.Д. Механика жидкости и газа (гидравлика). СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. 545 с.
15. Гиргидов А. Д. О диссипации энергии при движении несжимаемой жидкости // Докл. АН. 2009. Т. 426, №5. С. 626-628.
16. Carothers S. D. Portland experiments on the flow of oil in tubes // Proc. Roy. Soc. 1912. Vol. A87. Pp. 154-163.
17. Пирралишвили Ш. А., Поляев В. Н. Сергеев М. Н. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения / под ред. А.И. Леонтьева. М.: УНПЦ «Энергомаш», 2000. 412 с.


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

© Гиргидов А.Д., 2012

# Локальное подобие течения и распределение скоростей в турбулентных потоках

***Д.т.н., профессор В.С. Боровков*;***
***старший преподаватель В.Н. Байков,***
*ФГБОУ ВПО Московский государственный строительный университет;*
***к.т.н., доцент М.А. Волынов,***
*ФГБОУ ВПО Московский государственный университет природообустройства;*
***ассистент Д.В. Писарев,***
*ФГБОУ ВПО Московский государственный технический университет*

**Ключевые слова**: локальное подобие течения; логарифмический и степенной профиль; распределение скоростей в речных потоках

Обоснование условий, обеспечивающих подобие кинематических и динамических характеристик турбулентных потоков, имеет принципиальное научное значение для гидравлики и инженерной гидрологии. Такое обоснование актуально для решения задач гидравлического моделирования [1, 2] и инженерных расчетов систем водоснабжения и водоотведения, а также водопропускных сооружений в гидротехническом и дорожном строительстве [3, 4].

Общие вопросы динамического подобия турбулентных потоков, которым посвящено большое число научных работ, представляются в настоящее время достаточно разработанными [5]. Известно, что критерии динамического подобия могут быть получены преобразованием дифференциальных уравнений движения к безразмерному виду [6]. Необходимым условием динамического подобия потоков является их геометрическое и кинематическое подобие [7]. Вопросы кинематического подобия для наиболее важных в практическом плане течений в трубах и открытых каналах традиционно решаются на основе полуэмпирической теории турбулентности Л. Прандтля [8] с привлечением экспериментальных данных И. Никурадзе [9, 10] и результатов исследований течений в открытых каналах А.П. Зегжда [11].

Однако полуэмпирическая теория Л. Прандтля содержит ряд априорных допущений и противоречий, в том числе предполагается постоянство касательного напряжения по сечению потока, противоречащее основному уравнению равномерного движения [12]. Также в этой теории не обоснованы линейное изменение длины пути перемешивания с расстоянием от твердой границы потока, одинаковость связи продольных и вертикальных турбулентных пульсаций скорости с градиентом осредненной скорости течения и их близость по абсолютной величине. Полученное на основе этих допущений логарифмическое распределение скорости (1), подтвержденное опытами И. Никурадзе, Л. Прандтль называл «не более чем счастливой случайностью».

$$u = \frac{u_*}{\kappa} \ln z + C \,, \tag{1}$$

где $u_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$ – динамическая скорость; $\tau_0$ – граничное касательное напряжение; $\kappa$ – постоянный коэффициент (константа Кармана).

Рассматривая полуэмпирическую теорию турбулентности, профессор В.Н. Гончаров [13] отмечает: «Часто встречающееся утверждение о полном и точном совпадении этих спорных решений с опытом и о полном подтверждении в силу этого бесспорности теоретической базы этих решений – не отвечает действительности». В результате этих работ были получены так называемые «универсальные» профили скорости в виде:

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{z}{k_s} + 8{,}48 \tag{2}$$

для труб с шероховатой внутренней поверхностью ($k_s$ – эквивалентная песчаная шероховатость) и

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{\kappa}\ln\frac{u_* z}{\upsilon} + 5{,}5 \qquad (3)$$

для гидравлически гладких труб.

Таким образом, единого распределения скоростей для турбулентных потоков в гладких и шероховатых границах и общего условия подобия распределения скоростей установлено не было, а для зоны переходного гидравлического сопротивления вопрос о распределении скоростей остался открытым. Все эти обстоятельства сохраняют интерес исследователей к проблеме локального кинематического подобия турбулентных течений [14, 15, 16]. При выполнении опытов в гладких трубах И. Никурадзе [9] было установлено, что наравне с логарифмическим распределением (3) опытные данные в достаточной мере точно отвечают также степенному распределению скоростей:

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{\kappa}\ln\frac{u_* z}{\upsilon} + 5{,}5\,, \qquad (3)$$

$$\frac{u}{u_{\max}} = \left(\frac{z}{r_0}\right)^n, \qquad (4)$$

где $r_0$ – радиус трубы; $u_{\max}$ – скорость на оси трубы; $n$ – показатель степени, зависящий от числа Рейнольдса.

Позднее А.Д. Альтшулем [17] и В.Нуннером [18] было установлено, что в общем случае при течении в гладких и шероховатых трубах

$$n = 0{,}9\sqrt{\lambda}\,, \qquad (5)$$

где $\lambda$ – коэффициент гидравлического сопротивления.

Выполненный анализ применимости логарифмического и степенного профилей [19] показал, что и тот и другой профиль, за исключением пристенной и осевой зон потока, в достаточной мере отвечают данным измерений. Успешная попытка получить единый универсальный профиль скорости логарифмического вида для всех режимов гидравлического сопротивления на основе опытных данных И.Никурадзе была приведена в работе [20]:

$$\frac{u}{u_*} = \frac{1}{\kappa}\ln\frac{y}{r_0} + \frac{1{,}5}{\kappa} = \frac{\sqrt{8}}{\sqrt{\lambda}}\,. \qquad (6)$$

Полученное распределение показывает, что при различных режимах сопротивления параметрами локального кинематического подобия турбулентных течений являются динамическая скорость $u_*$ и коэффициент гидравлического сопротивления λ. Это определяет необходимость особо тщательного определения этих параметров при выполнении лабораторных гидравлических исследований турбулентных течений и натурных гидрологических измерений речных потоков. Тем не менее, до настоящего времени анализа локального кинематического подобия турбулентных течений и условий применимости логарифмического и степенного профилей скорости не производилось.

Для определения условий применимости и ограничений на распределение скоростей в турбулентном потоке используем фундаментальный принцип локального кинематического подобия течений, сформулированный Т. Карманом [21] и впоследствии уточненный академиком Л.И. Седовым [5].

Этот принцип локального подобия течений накладывает определенные ограничения на распределение скоростей в турбулентном потоке. Проанализируем эти ограничения более подробно.

Согласно Т. Карману, относительную скорость потока в точке, находящейся относительно другой на расстоянии $\Delta z$, можно представить в виде последовательности производных скорости $u', u'', u''', \ldots$ При этом относительную скорость можно представить в виде ряда Тейлора:

$$u = u'\Delta z + u''\frac{\Delta z^2}{2!} + u'''\frac{\Delta z^3}{3!} + \ldots \qquad (7)$$

В дальнейшем ограничимся первыми тремя членами ряда (7), поскольку остальные члены ряда имеют малую величину.

Согласно $\pi$-теореме Букингема при анализе изменения скорости основными размерностями являются длина [*L*] и время [*T*]. В этом случае имеем три определяющих параметра и две основные размерности, а, следовательно, один безразмерный комплекс, который можно записать в виде:

$$\frac{u''^2}{u'u'''} = c\,, \tag{8}$$

где *c* – некоторая константа.

Рассматривая комплекс (8) как дифференциальное уравнение, можно установить вид функции $u = f(z)$.

Интегрированием дифференциального уравнения (8) с двойной заменой переменных находим:

$$u = \left(\frac{c-1}{c}\right)^{\frac{c}{c-1}} \frac{1}{\frac{c}{c-1}+1}\left(c_1 z + c_2\right)^{\frac{c}{c-1}+1} + c_3 = A(z+B)^{\frac{2c-1}{c-1}} + D\,. \tag{9}$$

Здесь $c_1$, $c_2$ и $c_3$ – постоянные интегрирования;

*A*, *B* и *D* – коэффициенты.

Полученное решение, имеющее вид степенной функции, справедливо при $c \neq 0{,}5$ и $c \neq 1$.

При *c* = 0,5 интегрированием уравнения (8) находится решение в виде логарифмической функции:

$$u = A_1 \ln(z + B_1) + D_1\,. \tag{10}$$

При *c* = 1 получаем решение в виде экспоненциальной функции:

$$u = A_2 e^{z/B_2} + D_2\,. \tag{11}$$

Следовательно, фундаментальному условию локального кинематического подобия в равной мере удовлетворяют профили скорости логарифмического, степенного и экспоненциального вида, что является принципиально значимым результатом выполненного. Возможность физической реализации того или иного профиля скорости может быть установлена на основе уравнения движения с использованием гипотезы Буссинеска:

$$\frac{\tau_{\text{т}}}{\rho} = \nu_{\text{т}} \frac{du}{dz}\,, \tag{12}$$

где $\nu_{\text{т}}$ – так называемая турбулентная вязкость;

$\tau_{\text{т}}$ – касательное напряжение, имеющее турбулентную природу.

При этом полное касательное напряжение обычно представляют в виде:

$$\frac{\tau}{\rho} = \left(\nu + \nu_{\text{т}}\right)\frac{du}{dz}\,, \tag{13}$$

где ν – молекулярная (физическая) вязкость.

Из принципа размерности следует, что турбулентная вязкость пропорциональна некоторой длине *L* и характерной скорости.

Если расстояние от граничной поверхности *z* рассматривать как характерную длину, а в качестве характерной скорости принять динамическую скорость $u_*$, то можно записать:

$$\nu_{\text{т}} = \kappa u_* z\,, \tag{14}$$

где $\kappa$ – коэффициент пропорциональности (константа Кармана).

Используя уравнение равномерного движения для открытого потока и подставляя в него выражения (13) и (14), запишем:

$$g(h-z)i=\left(\nu+\kappa u_* z\right)\frac{du}{dz}.$$

Интегрируя это уравнение, с граничным условием $u=u_k$ (где $u_k$ – скорость на высоте эквивалентной шероховатости $z=k_s$) получаем:

$$\frac{u}{u_*}=\frac{1}{\kappa}\left(1+\frac{\nu}{\kappa u_* h}\right)\ln\frac{1+\frac{\kappa u_* z}{\nu}}{1+\frac{\kappa u_* k_s}{\nu}}-\frac{1}{\kappa}\left(\frac{z}{h}-\frac{k_s}{h}\right)+\frac{u_k}{u_*}. \qquad (15)$$

Поскольку $\frac{\kappa u_* z}{\nu}>30\geq 1$ и $\frac{u_* h}{\nu}>\frac{u_* z}{\nu}$, выражение (15) приводится к виду:

$$\frac{u}{u_*}=\frac{1}{\kappa}\ln\frac{z}{k_s}-\frac{1}{\kappa}\left(\frac{z}{h}-\frac{k_s}{h}\right)+\frac{u_k}{u_*}. \qquad (16)$$

В гладком канале (при $k_s\to 0$) имеем:

$$\frac{u}{u_*}=\frac{1}{\kappa}\ln\frac{u_* z}{\nu}-\frac{1}{\kappa}\frac{z}{h}+\beta, \qquad (17)$$

где β – некоторая постоянная.

Для шероховатого канала

$$\left(\frac{\kappa u_* k_s}{\nu}>>1\right). \qquad (18)$$

Полученные выражения при $\tau=const$ оказываются близкими к аналогичным соотношениям, учитывающим изменение касательного напряжения по глубине потока. В обоих случаях профиль скорости имеет логарифмический вид.

Сделаем попытку установить вид функции $\nu_{\text{т}}$, при котором может реализоваться экспоненциальный вид профиля скорости (11).

Представим этот профиль скорости в безразмерном виде, учитывая принцип размерности:

$$\frac{u}{u_*}=ae^{\alpha\frac{z}{h}}+b, \qquad (19)$$

где *a*, $\alpha$ и *b* – некоторые постоянные.

Дифференцируя (19) и подставляя $\frac{du}{dz}$ в выражение (13) с учетом уравнения равномерного движения, находим:

$$\nu_{\text{т}}=\frac{1}{\alpha a}u_* h\left(1-\frac{z}{h}\right)e^{-\alpha\frac{z}{h}}-\nu.$$

Это выражение является условием реализации профиля скорости экспоненциального вида. Анализируя полученное выражение, можно заметить, что при $z\to 0$, $\nu_{\text{т}}\to u_*\frac{h}{2\alpha}$, т. е. является величиной конечной. Очевидно, что при $z\to 0$ должно соблюдаться условие $\nu_{\text{т}}\to 0$ [22]. Это позволяет заключить, что для течения в канале экспоненциальный профиль скорости (11) физически реализоваться не может.

Рассмотрим подробнее степенной профиль скорости в виде (10), полученный выше:

$$u = A(z+B)^n + D,$$

где $n = \dfrac{2c-1}{c-1}$.

Найдем выражение для турбулентной вязкости, отвечающее этому профилю, учитывая, что

$$\frac{du}{dz} = An(z+B)^{n-1}.$$

Подставляя производную $\dfrac{du}{dz}$ в выражение (13) и учитывая, что физическая вязкость много меньше турбулентной, после преобразований получаем:

$$\nu_{\text{т}} = \frac{u_*^2}{An}\left(1-\frac{z}{h}\right)(z+B)^{1-n}.$$

Так как при $z \to 0$ должно удовлетворяться условие $\nu_{\text{т}} \to 0$, находим, что $B = 0$.

Следовательно,

$$\nu_{\text{т}} = \frac{u_*^2}{An}\left(1-\frac{z}{h}\right)z^{1-n}.$$

В этом случае профиль скорости принимает вид:

$$u = Az^n + D.$$

С учетом граничных условий $z \to 0$ $u \to 0$ и $z = h$ $u = u_{\max}$ получаем:

$$\frac{u}{u_{\max}} = \left(\frac{z}{h}\right)^n. \qquad (20)$$

Сравнивая два последних выражения, установим, что

$$A = \frac{u_{\max}}{h^n}.$$

И, следовательно,

$$\nu_{\text{т}} = \frac{u_*^2}{nu_{\max}} h^n z^{n-1}\left(1-\frac{z}{h}\right). \qquad (21)$$

Анализируя выражение (21), видим, что при $n \geq 1$ оно не удовлетворяет условию $\nu_{\text{т}} \to 0$ при $z \to 0$. Из этого следует, что профиль скорости степенного вида (23) может физически реализоваться только при $0<n<1$. Обычно принято считать, что влияние физической вязкости малó по сравнению с влиянием турбулентности в той части потока, где справедлив степенной профиль скорости.

Результаты выполненного анализа позволяют сделать вывод о том, что фундаментальному принципу локального кинематического подобия в равной мере отвечают распределения скоростей логарифмического и степенного вида. Однако окончательное суждение может быть сделано на основе их проверки данными лабораторных и натурных измерений в речных потоках.

Этот важный аналитический результат проверялся сопоставлением измеренных распределений скоростей в речных потоках с профилями скорости логарифмического и степенного вида. Для проверки логарифмический профиль записывался в виде:

$$u = \frac{u_*}{\kappa}\ln\frac{z}{h} + C. \qquad (22)$$

В рамках настоящей работы было произведено сопоставление логарифмического распределения скоростей с данными натурных измерений для 6 равнинных существенно различающихся водотоков.

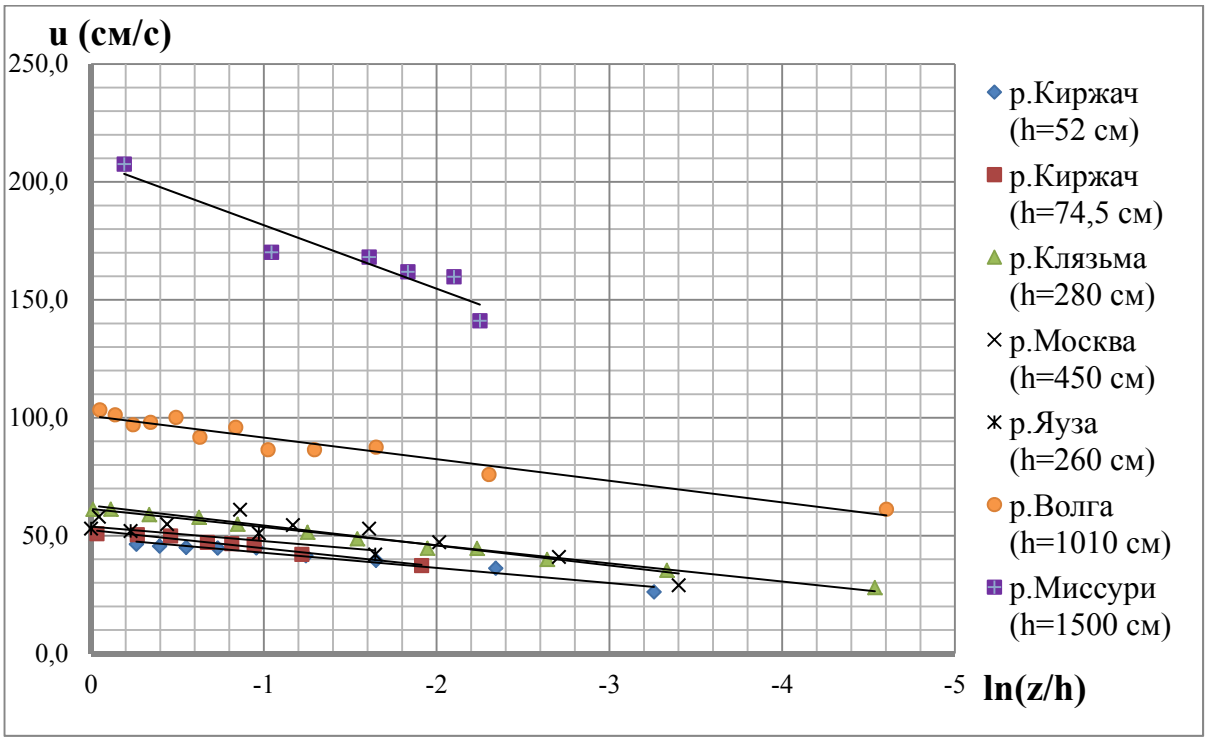


**Рисунок 1. Сопоставление логарифмического распределения скоростей с данными натурных измерений для 6 равнинных существенно различающихся водотоков**

Данные, представленные на рис. 1, обнаруживают хорошее соответствие измеренных распределений скорости с профилем логарифмического типа (22).

Сопоставление измеренных распределений со степенным профилем (15) приведено на рис. 2.

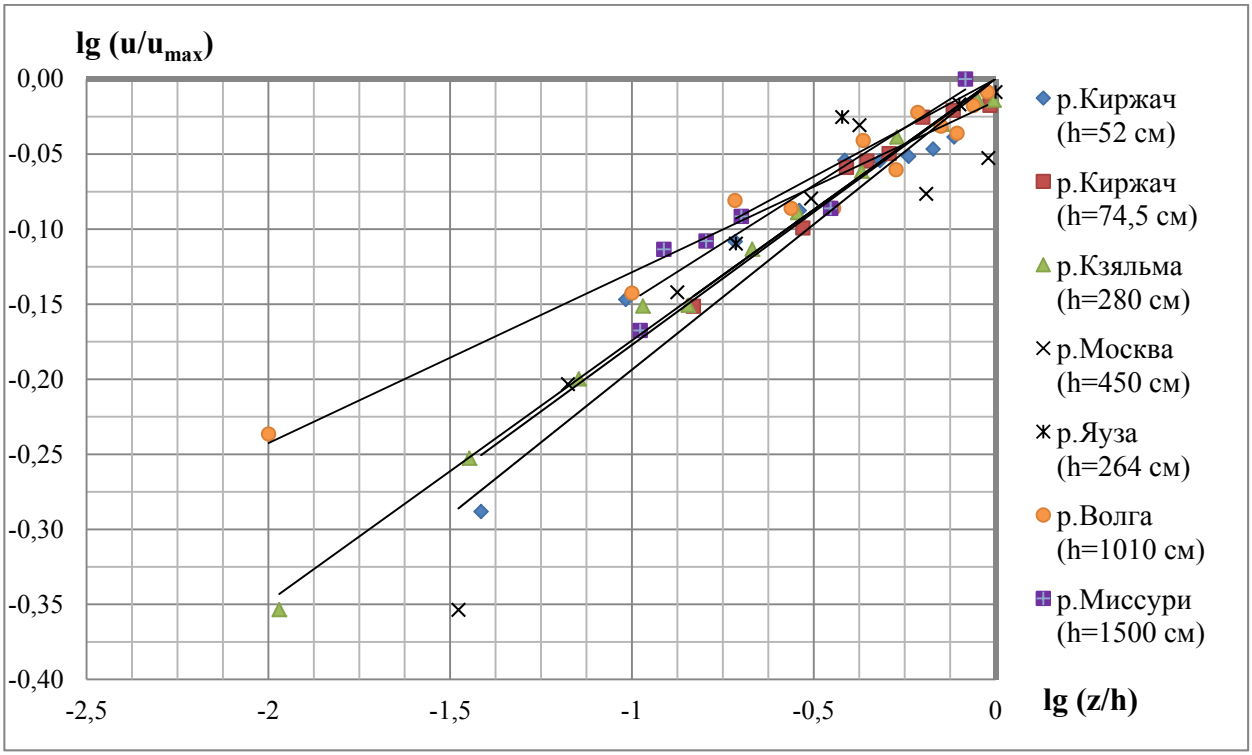


**Рисунок 2. Сопоставление измеренных распределений со степенным профилем**

Результаты сопоставления показывают, что степенной профиль для речных потоков также вполне приемлем, что подтверждает сделанный вывод о соответствии этого профиля скорости принципу локального подобия течения.

Как известно, динамическая скорость является параметром подобия логарифмических профилей скорости и, как показано Б. А. Фидманом [23], также параметром подобия для распределений стандартов турбулентных пульсаций скорости. По этой причине определению динамической скорости для речных потоков в настоящей работе уделялось особое внимание. Прямое определение динамической скорости по глубине и местному гидравлическому уклону затрудняется необходимостью точного определения уклона.

В данной работе динамическая скорость находилась двумя независимыми способами с использованием логарифмического и степенного распределения скоростей. Как видно из выражения (22) угловой коэффициент в первом слагаемом уравнения представляет собой отношение динамической скорости к константе Кармана, значение которой, как известно, равно 0,4, что позволяет определить опытное значение динамической скорости.

При анализе измеренных распределений скоростей в степенной форме из уравнения (20) находился показатель степени *n*. С использованием формулы (5) по показателю степени определялся коэффициент гидравлического сопротивления λ. По средней скорости, найденной для каждого случая численным интегрированием распределения скоростей, производилось независимое определение значения динамической скорости по степенному профилю:

$$u_* = u_{cp}\frac{\sqrt{\lambda}}{\sqrt{8}}. \qquad (23)$$

Сопоставление динамических скоростей, найденных независимо по логарифмическому и степенному профилю (рис. 3), обнаруживает их хорошую сходимость.

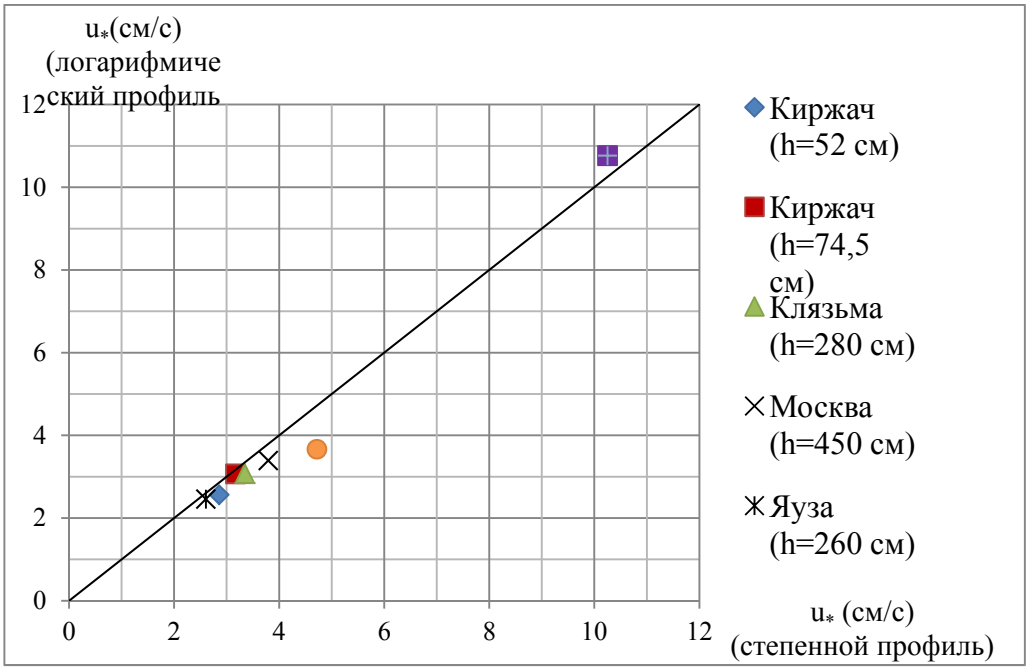


**Рисунок 3. Сопоставление динамических скоростей, найденных независимо по логарифмическому и степенному профилю**

Предложенная методика определения местной динамической скорости речных потоков с использованием степенного профиля скорости дает результаты, совпадающие с данными расчета динамической скорости по логарифмическому распределению скоростей.

Таким образом, приведенное в настоящей статье аналитическое обоснование соответствия логарифмического и степенного распределения скоростей принципу локального кинематического подобия течений, подтвержденное данными натурных измерений, имеет важное научное значение. Полученные результаты могут быть использованы в практике гидрологических измерений.

**Литература**


1. Леви И. И. Моделирование гидравлических явлений. М.-Л.: Госнергоиздат, 1960. 210 с.
2. Лятхер В. М., Прудовский А. М. Гидравлическое моделирование. М.: Энергоатомиздат, 1984. 390 с.
3. Справочник по расчету водосбросных гидротехнических сооружений. Под ред. Векслера А. Б. М.: Энергоатомиздат, 1988. 624 с.
4. Чистяков И. В. Сток ливневых вод на основе паводковой волны для сооружений автомобильных дорог и аэродромов: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.23.11. М., 2011. 40 с.
5. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1977. 440 с.
6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987. 840 с.
7. Рейнольдс Дж. Турбулентные течения в инженерных приложениях. М.: Энергия, 1979. 405 с.
8. Прандтль Л. Результаты работ последнего времени по изучению турбулентности // Проблемы турбулентности. М.-Л.: Изд-во ОНТИ НКТП, 1936. С. 9–35.
9. Никурадзе И. Закономерности турбулентного движения в гладких трубах // Проблемы турбулентности. М.-Л.: Изд-во ОНТИ НКТП, 1936. С. 75–150.
10. Nikuradse I. Stroemungsgesetze in rauhen Rohren // Forschungs-Heft (Forschungs auf dem Gebiete des Ingenieur-Wesens). 1933. No. 361. Pp. 1-22.
11. Зегжда А. П. Гидравлические потери на трение в каналах и трубопроводах. М.-Л.: Гос. изд-во литер. по строит. и архитект., 1957. 277 с.
12. Киселев П. Г. Гидравлика. Основы механики жидкости: Учеб. пособие для вузов. М.: Энергия, 1980. 360 с.
13. Гончаров В. Н. Равномерный турбулентный поток. М.-Л.: ГЭИ, 1952. 145 с.
14. Gioia G., Bombardelli F. A. Scaling and similarity in rough channel flows // Phys. Rev. Lett. 2002. 88, 014501. Pp. 1-4.
15. Flack K. A., Schultz M. P., Shapiro T. A. Experimental support for Townsend's Reynolds number similarity hypothesis on rough walls // Phys. Fluids. 2005. 17, 035 102. Pp. 1-9.
16. Zagarola M. V. Mean-flow scalling of turbulent pipe flow: Doctoral dissertation. Princeton University. 1996. 187 p.
17. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1982. 222 с.
18. Nunner W. Warmeubergang Forschungsheft. 1956. N455. Pp. 5-39.
19. Полянин А. Д., Вязьмина Е. А., Дильман В. В. Критерии для проверки применимости эмпирических формул. Анализ турбулентных течений и общие замечания // Теоретические основы химических технологий. 2009. Т. 43, №2. С. 131-140.
20. Байков В. Н. Универсальное распределение скоростей в водных потоках при различных режимах гидравлического сопротивления // Вестник МГСУ. 2009. №4. С. 19-22.
21. Карман Т. Некоторые вопросы теории турбулентности // Проблемы турбулентности. М.-Л.: Изд-во ОНТИ НКТП, 1936. С. 35–75.
22. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969. 742 с.
23. Фидман Б. А. Турбулентность водных потоков. Л.: Гидрометеоиздат, 1991. 230 с.


** Валерий Степанович Боровков, Москва, Россия*
*Тел. раб.: +7(499)261-59-53; эл. почта: MGSU-hydraulic@yandex.ru*

© Боровков В.С., Байков В.Н., Писарев Д.В., Волынов М.А., 2012

# Гидравлический расчет напорных трубопроводов

***Д.т.н., профессор М. А. Михалев****
*ФГБОУ ВПО Санкт-Петербургский государственный политехнический университет*

**Ключевые слова:** напорный трубопровод; гидравлический расчет; физическое моделирование; числа и критерии подобия; комбинации чисел подобия; критериальные уравнения; законы сопротивленя

В настоящее время учебная и научная литература описывает только один метод гидравлического расчета напорных трубопроводов, который можно назвать классическим [1–9]. В нем изначально считаются заданными скорость течения жидкости и диаметр трубопровода. Зависимость коэффициента гидравлического трения в неявном виде рассматривается в виде функции от числа Рейнольдса, относительной шероховатости и формы поперечного сечения трубопровода. Как правило, обоснование такого подхода отсутствует. Попытка привести его, содержащаяся в литературных источниках, посвященных физическому моделированию явления, представляется неполной [10–13]. Кроме того, в практических расчетах могут встретиться такие случаи, в которых изначально задаваемая информация не соответствует принятой в классической задаче. Сегодня в таких случаях приходится прибегать к поиску решения подобных задач методом последовательного приближения. Покажем, что в большинстве случаев в этом нет никакой необходимости, если рассматривать подобного рода задачи, строго руководствуясь современными методами физического моделирования гидравлических явлений [14].

Рассмотрим вначале задачу в классической постановке. В ней задан диаметр трубопровода $D$, скорость течения жидкости в нем $U$, плотность и вязкость жидкости $\rho$ и $\nu$, абсолютная высота выступов шероховатости внутренней поверхности трубы $\Delta$. Нужно найти перепад давления $\Delta p$ на участке трубопровода, длина которого $l$. Принимаем, что на этом участке труба имеет постоянное поперечное сечение, следовательно, при стационарном течении движение жидкости в ней равномерное. Запишем условие равномерного течения, которое изначально задано, ниже будем его называть интегральным условием движения. При стационарном равномерном движении сила давления, обусловленная перепадом давления (активная сила), уравновешивается силой сопротивления трения внутренней поверхности трубы:

$$\Delta p\,\omega=\tau_0 l\chi, \quad \Delta p=\tau_0\frac{l}{R}, \tag{1}$$

где $\omega$ и $\chi$ – площадь поперечного сечения трубы и ее смоченный периметр, $R=\frac{D}{4}$ – гидравлический радиус, $\tau_0$ – касательное напряжение силы трения, приложенной к внутренней поверхности трубы. Оно принимается пропорциональным кинетической энергии потока, коэффициент пропорциональности $\lambda_0$ называется коэффициентом гидравлического трения:

$$\tau_0=\lambda_0\rho\frac{U^2}{2}. \tag{2}$$

Подставляя (2) в (1), получим формулу равномерного движения жидкости в трубе:

$$\Delta p=\lambda_0\rho\frac{U^2}{2}\frac{l}{R}. \tag{3}$$

Однако исторически сложилось так, что в практических расчетах используется другая зависимость, называемая формулой Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p=\lambda_0\rho\frac{U^2}{2}\frac{l}{D}. \tag{4}$$

Формула (4) не соответствует условию равномерного движения, и расчеты по ней при прочих равных условиях дают величину коэффициента гидравлического трения, в четыре раза превышающую ту же величину, которую можно получить по формуле (3).

Произведем в формуле (4) преобразования, используя следующие обозначения: $\frac{\Delta p}{\rho g}=\Delta H_p$; $J_p=\frac{\Delta H_p}{l}$, где $\Delta H_p$ – перепад пьезометрической высоты, $J_p$ – уклон пьезометрической линии. С учетом этих преобразований вместо (4) придем к следующей зависимости:

$$J_p=\lambda_0\frac{U^2}{2gD},$$

которая легко преобразуется в формулу Шези для напорного потока:

$$U=\sqrt{\frac{8g}{\lambda_0}RJ_p}\ . \qquad (5)$$

Рассматриваемое явление определяется тремя числами подобия: Рейнольдса, Эйлера и Фруда. Число Рейнольдса в нем является критерием подобия, так как в него входят характерные величины, которые по условию задачи заранее известны: $\mathrm{Re}=\frac{UR}{\nu}$. Число Эйлера не является критерием подобия, поскольку входящий в него характерный перепад давления $\Delta\overline{p}$ заранее не известен: $\mathrm{Eu}=\frac{\Delta\overline{p}}{\rho U^2}$. Характерная величина не зависит от координат и времени, поэтому перепад давления, определяемый формулой (4), не является характерным, так как он зависит от длины $l$ выбранного участка трубопровода. Выберем в качестве характерного перепад давления на длине трубопровода, равной гидравлическому радиусу $l=R$, в таком случае из зависимости (4) получим:

$$\Delta\overline{p}=\frac{\lambda_0}{8}\rho U^2\,. \qquad (6)$$

Если подставить выражение (6) в зависимость, определяющую число Эйлера, придем к следующему результату, из которого следует, что число Эйлера отличается от коэффициента гидравлического трения на постоянную:

$$\mathrm{Eu}=\frac{\lambda_0}{8}\,. \qquad (7)$$

Как и любое другое, число подобия Фруда представляет собой безразмерную комбинацию из характерных величин, одинаковую для двух подобных явлений. Если для получения чисел подобия использовать метод Ньютона равенства отношения сходственных сил в двух подобных явлениях, то число Фруда получается в том случае, когда берут отношение силы инерции к силе тяжести. В рассматриваемой задаче течение в трубе реализуется с помощью механического движителя жидкости (насоса) за счет создаваемой им силы давления, равной перепаду давления на длине трубы $l$, умноженному на площадь ее поперечного сечения $\omega$. С тем, чтобы вычислить число Фруда, необходимо силу давления, действующую в напорном потоке, заменить активной силой, действующей в безнапорном эквивалентном потоке. Эквивалентным будем называть такой безнапорный поток, в котором площадь поперечного сечения, средняя скорость течения и длина совпадают с аналогичными параметрами в напорном потоке. Кроме того, уклон свободной поверхности безнапорного потока принимается равным уклону пьезометрической линии в напорном потоке. При такой замене перепад пьезометрической высоты в напорном потоке на длине трубы $l$ будет равен перепаду уровня свободной поверхности жидкости на той же длине в безнапорном потоке $\Delta H_c$:

$$\Delta H_p=\Delta H_c\,. \qquad (8)$$

Умножим левую и правую части зависимости (8) на $\rho g \omega$, учтем, что $\Delta H_c = l J_p$, в результате придем к следующим выражениям:

$$\rho g \Delta H_p \omega = g \rho l \omega J_p; \quad \Delta p \omega = F_g J_p, \tag{9}$$

где $F_g$ – сила тяжести, приложенная к жидкости, находящейся в отрезке трубы длиною $l$ с площадью поперечного сечения $\omega$; $F_g J_p$ – проекция силы тяжести на ось эквивалентного открытого потока (активная составляющая силы тяжести, приводящая жидкость в движение). Это означает, что в число Фруда вместо ускорения силы тяжести $g$ должна войти его активная составляющая, равная проекции ускорения на ось безнапорного потока – $g J_p$, следовательно: $\mathrm{Fr} = \dfrac{U^2}{g J_p R}$. Следует отметить, что при замене напорного потока эквивалентным безнапорным положение оси напорного потока в вертикальной плоскости может быть любым.

Таким образом, явление определяется тремя числами подобия: Рейнольдса, Эйлера и Фруда, среди них только один критерий – это число Рейнольдса. Но между числами подобия есть явные связи, которые можно обнаружить, используя интегральное условие движения. В качестве такого возьмем уравнение Шези для напорного потока (5) и приведем его к безразмерному виду:

$$\frac{U^2}{g J_p R} = \mathrm{Fr} = \frac{8}{\lambda_0} = \frac{1}{\mathrm{Eu}}. \tag{10}$$

Из зависимости (10) следует, что в неявном уравнении связи между числами и критериями подобия число Фруда можно заменить числом Эйлера. Классическое критериальное уравнение связи между оставшимися числом и критерием подобия запишется в таком виде (принимая во внимание необходимость соблюдения геометрического подобия явлений движения жидкости по напорным трубопроводам):

$$\lambda_0 = f(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{R}, \Phi), \tag{11}$$

где $\Phi$ – параметр, учитывающий форму трубы (его можно опустить, если речь идет о трубах одинаковой формы поперечного сечения).

В настоящее время задача в классической постановке оказалась наиболее подробно и широко исследована экспериментально. Зависимости, соответствующие критериальному уравнению (11), называемые законами сопротивления, получены по результатам физических экспериментов для каждого режима движения жидкости. Так в области ламинарного режима движения закон сопротивления, которому присвоено имя Пуазейля, выражается формулой:

$$\lambda_0 = \frac{16}{\mathrm{Re}}. \tag{12}$$

В зоне гидравлически гладкого русла области турбулентного режима движения среди прочих, наиболее широко используемых в практических расчетах, является закон сопротивления Прандтля [15,16]. Однако в его формулу коэффициент гидравлического трения входит в неявном виде:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_0}} = 2{,}0 \lg(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda_0}) + 0{,}4. \tag{13}$$

В зоне переходной Колбрук и Уайт [17] предложили для закона сопротивления следующую формулу:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_0}} = 1{,}74 - 2{,}0 \lg(\frac{\Delta}{r} + \frac{4{,}68}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda_0}}), \tag{14}$$

в которой $r = \frac{D}{2}$ – радиус внутреннего сечения трубы.

В зоне квадратичного сопротивления турбулентной области движения закон сопротивления выражается формулой:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_0}} = 2{,}0 \lg \frac{r}{\Delta} + 1{,}74 \ . \qquad (15)$$

Можно видеть, что при $r \to 0$ формула (14) превращается в (13), в то время как при $\mathrm{Re} \to \infty$ – в формулу (15).

В практических расчетах могут встретиться другие случаи, с иной трактовкой исходных данных. Например, в практике гидравлических расчетов напорных трубопроводов, принятой в проектных организациях, часто к напору, необходимому для преодоления геометрической высоты, прибавляют произвольно выбранный перепад пьезометрической линии, необходимый для преодоления сил трения. Тем самым выбирают уклон пьезометрической линии и один из параметров, определяющих выбор насоса, – напор. Далее, выбрав по сортаметру подходящий диаметр трубопровода, расчетом находят скорость течения жидкости в трубе и второй параметр, определяющий выбор насоса, – расход.

Сформулируем задачу 2, в которой заданы: перепад давления $\Delta p$ на участке трубы длиною $l$ (или перепад пьезометрической высоты $\Delta H_p$), плотность и вязкость жидкости $\rho$ и $\nu$, абсолютная высота выступов шероховатости внутренней поверхности трубы $\Delta$ и диаметр трубы $D$. Необходимо найти скорость течения $U$ и расход жидкости $Q$. Опуская доказательства, сделанные в первой задаче, приходим к выводу, что явление определяют два числа подобия: Рейнольдса и Фруда, среди которых нет критериев, поскольку скорость течения заранее не известна. В соответствии с [14] найдем критерий подобия, комбинируя числа подобия таким образом, чтобы вновь полученное число подобия не содержало скорость течения. В данной задаче возведем число Рейнольдса в квадрат и разделим на число Фруда. В результате получим:

$$\frac{\mathrm{Re}^2}{\mathrm{Fr}} = \frac{gR^3}{\nu^2} J_p = \mathrm{Ar} \ . \qquad (16)$$

Полученная безразмерная комбинация характерных величин называется числом Архимеда (в рассматриваемой задаче критерий). В соответствии с принципом комбинирования чисел подобия в случае двух чисел подобия одно из них можно заменить комбинацией. Заменим число Рейнольдса, в свою очередь, учитывая интегральное условие движения, число Фруда можно заменить числом Эйлера, а его – коэффициентом гидравлического трения. В таком случае вместо критериального уравнения (11) получим следующее:

$$\lambda_0 = \varphi(\mathrm{Ar}, \frac{\Delta}{R}, \Phi) \ . \qquad (17)$$

Для нахождения законов сопротивления в зависимости от вновь полученного критерия подобия проводить новые эксперименты на физических моделях нет необходимости, нужно просто сделать пересчеты, используя соответствующие формулы для законов сопротивления, приведенные ранее в первой задаче. Для этого нужно поступить следующим образом. Используя зависимость (16), найдем связь между числами Рейнольдса и Архимеда:

$$\mathrm{Re}^2 = \mathrm{Fr}\,\mathrm{Ar} = \frac{\mathrm{Ar}}{\mathrm{Eu}} = \frac{8}{\lambda_0} \mathrm{Ar} \ . \qquad (18)$$

Далее, учитывая формулу (18), можно получить законы сопротивления, соответствующие критериальному уравнению (17).

Так, в области ламинарного режима течения имеем:

$$\lambda_0 = \frac{32}{\mathrm{Ar}} \ . \qquad (19)$$

Закон сопротивления Прандтля в зоне гидравлически гладкого русла, согласно уравнению (17), оказался выраженным в явном виде:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_0}} = 2{,}0\lg(\sqrt{\mathrm{Ar}}) + 1{,}31\,. \tag{20}$$

К аналогичному выводу приходим, анализируя зависимость, полученную после преобразования формулы Колбрука-Уайта:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_0}} = 1{,}74 - 2{,}0\lg(\frac{\Delta}{r} + \frac{1{,}65}{\sqrt{\mathrm{Ar}}})\,. \tag{21}$$

В зоне квадратичного сопротивления области турбулентного движения закон сопротивления, естественно, остается неизменным, который определяет формула (15). После определения величины коэффициента гидравлического трения скорость течения находится из формулы (4).

Обратимся теперь к задаче 3, которая от задачи 2 отличается тем, что в ней задана скорость течения жидкости в трубопроводе, но не известен диаметр трубы. В практических расчетах подобный случай может встретиться тогда, когда величина скорости движения жидкости в трубопроводе должны превышать некоторое предельное значение. Например, при трубопроводном транспорте пульпы скорость течения ее в трубе должна быть больше незаиляющей. В противном случае в трубе появится осадок, а на его поверхности – русловые формы в виде рифелей или гряд, которые резко увеличат сопротивление движению пульпы.

Сформулируем задачу 3, в которой заданы: перепад давления $\Delta p$ на участке трубы длиною $l$, плотность и вязкость жидкости $\rho$ и $\nu$, абсолютная высота выступов шероховатости внутренней поверхности трубы $\Delta$ и скорость течения $U$. Необходимо найти диаметр трубы $D$ и расход жидкости $Q$. В этой задаче, как и в предыдущей, среди двух чисел подобия, определяющих явление, нет критериев. Получим критерий подобия, перемножив числа Фруда и Рейнольдса, тогда новое число подобия не будет содержать диаметр трубы; оно называется числом (в нашей задаче критерием) Келегана:

$$\mathrm{FrRe} = \frac{U^3}{g\nu J_p} = \mathrm{Ke}\,. \tag{22}$$

Заменим число Рейнольдса критерием Келегана. Далее, учитывая интегральное условие движения, число Фруда можно заменить числом Эйлера, а его – коэффициентом гидравлического трения. В таком случае вместо критериальных уравнений (11) и (17) получим следующее:

$$\lambda_0 = \phi(\mathrm{Ke}, \frac{\Delta}{R}, \Phi)\,. \tag{23}$$

Из зависимости (22) находим связь между числами Рейнольдса и Келегана:

$$\mathrm{Re} = \frac{\mathrm{Ke}}{\mathrm{Fr}} = \mathrm{EuKe} = \frac{\lambda_0}{8}\mathrm{Ke}\,. \tag{24}$$

Далее, используя зависимость (24), получим законы сопротивления, соответствующие критериальному уравнению (23). В области ламинарного режима течения находим:

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{128}{\mathrm{Ke}}}\,. \tag{25}$$

Закон сопротивления Прандтля в зоне гидравлически гладкого русла турбулентной области движения, согласно уравнению (23), оказался, как в задаче 1, выраженным в неявном виде:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_0}} = 2{,}0\lg(\lambda_0^{3/2}\,\mathrm{Ke}) - 1{,}41\,. \tag{26}$$

В этой задаче относительная шероховатость (или обратная ей, называемая относительной гладкостью) заранее не известна, поскольку не задан внутренний размер трубы. Выразим эти величины через критерии подобия, используя зависимость (24):

$$\mathrm{Re}=\frac{UR}{\nu}=\mathrm{Eu}\,\mathrm{Ke};\quad \frac{\mathrm{r}}{\Delta}=\frac{2\mathrm{Eu}}{\mathrm{Re}_{\Delta}}\mathrm{Ke};\quad \mathrm{Re}_{\Delta}=\frac{U\Delta}{\nu}\ . \tag{27}$$

Здесь $\mathrm{Re}_{\Delta}$ – критерий Рейнольдса, в котором в качестве характерного линейного размера принята абсолютная высота выступов шероховатости внутренней поверхности трубопровода. Заметим также, что число Эйлера в этой задаче является критерием подобия. Используя вторую формулу в (27), произведем подстановку в зависимость (15), получим:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_0}}=2{,}0\lg(\frac{\mathrm{Eu}}{\mathrm{Re}_{\Delta}}\mathrm{Ke})+2{,}34\,. \tag{28}$$

Соответственно произойдут изменения и в формуле Колбрука-Уайта:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_0}}=2{,}34-2{,}0\lg(\frac{\mathrm{Re}_{\Delta}}{\mathrm{Eu}\,\mathrm{Ke}}+\frac{74{,}88}{\lambda_0^{3/2}\mathrm{Ke}})\,. \tag{29}$$

Обратимся к решению задачи 4, которая отличается от задачи 3 тем, что в ней известны напор и расход жидкости, а диаметр трубы не задан. Но характерный линейный размер входит в рассмотренные выше, так называемые, логарифмические законы сопротивления в области турбулентного режима движения. Это создает трудности при получении новых чисел подобия, поэтому в приведенных ниже расчетах будут использованы степенные законы сопротивления, которые существуют в этой области наряду с логарифмическими. Приведем эти законы в классической задаче 1.

В зоне гидравлически гладкого русла степенной закон сопротивления носит имя Блазиуса:

$$\lambda_0=\frac{0{,}224}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}\ . \tag{30}$$

В [18] приводится следующая формула степенного закона сопротивления в квадратичной зоне турбулентной области движения:

$$\lambda_0=0{,}0925\,(\frac{\Delta}{r})^{0{,}25}\,. \tag{31}$$

В том же литературном источнике дана степенная формула для коэффициента гидравлического трения в переходной зоне:

$$\lambda_0=0{,}0925\,(\frac{\Delta}{r}+\frac{34}{\mathrm{Re}})^{0{,}25}\,. \tag{32}$$

Найдем степенные законы сопротивления во второй задаче, используя связь между числами подобия (18).

В зоне гидравлически гладкого русла имеем:

$$\mathrm{Re}^{0{,}25}=(\frac{8}{\lambda_0}\mathrm{Ar})^{0{,}125};\quad \lambda_0=\frac{0{,}224\,\lambda_0^{0{,}125}}{(8\mathrm{Ar})^{0{,}125}};\quad \lambda_0^8=\frac{(0{,}224)^8\,\lambda_0}{8\mathrm{Ar}}\ .$$

С учетом этих результатов после преобразований получим:

$$\lambda_0=\frac{0{,}134}{\mathrm{Ar}^{1/7}}\ . \tag{33}$$

В зоне переходной, используя зависимости (18) и (32), найдем, произведя необходимые преобразования, следующую зависимость:

$$\lambda_0 = 0{,}0925\,(\frac{\Delta}{r} + \frac{12{,}02\,\lambda_0^{0,5}}{\mathrm{Ar}^{0,5}})^{0,25}\,. \qquad (34)$$

Сформулируем задачу 4, в которой заданы: перепад давления $\Delta p$ на участке трубы длиною $l$ (следовательно, и уклон пьезометрической линии $J_p$ ), плотность и вязкость жидкости $\rho$ и $\nu$ , абсолютная высота выступов шероховатости внутренней поверхности трубы $\Delta$ и расход жидкости $Q$ . Необходимо найти диаметр трубы $D$ и скорость течения $U$ . Среди двух чисел подобия Рейнольдса и Фруда нет критериев, так как скорость течения и диаметр трубы заранее не известны. Задача заключается в том, чтобы составить такую комбинацию указанных чисел подобия, которая эти параметры не содержит. Прежде всего, выразим неизвестную скорость течения, входящую в числа подобия, через заданный расход жидкости:

$$\mathrm{Re} = \frac{UR}{\nu} = \frac{Q}{2\pi r \nu}; \quad \mathrm{Fr} = \frac{U^2}{gRJ_p} = \frac{2Q^2}{g\pi^2 r^5 J_p}\,.$$

С тем, чтобы исключить в этих формулах неизвестный радиус трубы, поступим следующим образом:

$$\frac{\mathrm{Re}^5}{\mathrm{Fr}} = \mathrm{ArRe}^3 = \frac{Q^3 g J_p}{64\pi^3 \nu^5} = \mathrm{M}_\nu\,,$$

где $\mathrm{M}_\nu = \mathrm{ArRe}^3$ – новый критерий подобия.

В области ламинарного режима движения имеем два закона сопротивления, определяемые формулами (12) и (19). Отсюда получим:

$$\lambda_0^4 = \frac{32}{\mathrm{Ar}}\frac{16^3}{\mathrm{Re}^3} = \frac{2\cdot 16^4}{\mathrm{M}_\nu}; \quad \lambda_0 = \frac{2^{0,25}\cdot 16}{\mathrm{M}_\nu^{0,25}} = \frac{19{,}03}{\mathrm{M}_\nu^{0,25}}\,.$$

В зоне гидравлически гладкого русла степенные законы сопротивления выражаются формулами (30) и (33). Учитывая их, найдем:

$$\lambda_0^{12} = \frac{(0{,}224)^{12}}{\mathrm{Re}^3}; \quad \lambda_0^7 = \frac{(0{,}134)^7}{\mathrm{Ar}}; \quad \lambda_0^{19} = \frac{(0{,}224)^{12}(0{,}134)^7}{\mathrm{Re}^3\mathrm{Ar}}\,.$$

Отсюда после преобразований имеем:

$$\lambda_0 = \frac{0{,}185}{\mathrm{M}_\nu^{1/19}}\,. \qquad (35)$$

Для того, чтобы найти закон сопротивления в зоне квадратичного сопротивления, нужно вначале определить величину относительной шероховатости. С этой целью воспользуемся формулой (8), определяющей величину числа Эйлера с учетом характерного перепада давления на характерной длине, равной гидравлическому радиусу:

$$\mathrm{Eu} = \frac{\lambda_0}{8} = \frac{\Delta\overline{p}}{\rho U^2} = \frac{g\Delta H_p}{U^2} = \frac{gJ_p\pi^2 r^4 r}{2Q^2}\,.$$

Отсюда имеем:

$$(\frac{\Delta}{r})^5 = \frac{4\pi^2 g J_p \Delta^5}{Q^2\lambda_0} = \frac{1}{\mathrm{M}_\Delta \lambda_0}\,, \qquad (36)$$

где $\mathrm{M}_\Delta = \dfrac{Q^2}{4\pi^2 g J_p \Delta^5}$ – еще один новый критерий подобия.

С учетом зависимости (36) находим:

$$(\frac{\Delta}{r})^{5/20}=(\frac{\Delta}{r})^{0,25}=\frac{1}{\mathrm{M}_{\Delta}^{1/20}\lambda_0^{1/20}};\quad \lambda_0^{21/20}=\frac{0,0925}{\mathrm{M}_{\Delta}^{1/20}}\ .$$

Отсюда после преобразований окончательно приходим к формуле:

$$\lambda_0=\frac{0,104}{\mathrm{M}_{\Delta}^{1/21}}\ . \tag{37}$$

Для получения степенного закона сопротивления в переходной зоне вначале сделаем подготовительные расчеты, используя соответствующие зависимости в виде (32) и (34):

$$\frac{1}{\mathrm{Re}^3}=\left\{\left[(\frac{\lambda_0}{0,0925})^4-\frac{\Delta}{r}\right]\frac{1}{34}\right\}^3;\quad \frac{1}{\mathrm{Ar}}=\left\{\left[(\frac{\lambda_0}{0,0925})^4-\frac{\Delta}{r}\right]\frac{1}{12,02}\right\}^2\frac{1}{\lambda_0}\ .$$

Следовательно:

$$\frac{1}{\mathrm{Re}^3\mathrm{Ar}}=\frac{1}{\mathrm{M}_{\nu}}=\left[(\frac{\lambda_0}{0,0925})^4-\frac{\Delta}{r}\right]^5\frac{1}{34^3\cdot 12,02^2\lambda_0}\ .$$

Далее, возвращаясь к первоначальной форме записи степенного закона сопротивления, используя для относительной шероховатости формулу (36), придем к закону сопротивленя в переходной области задачи 4:

$$\lambda_0=0,0925\left[\frac{22,43\,\lambda_0^{1/5}}{\mathrm{M}_{\nu}^{1/5}}+\frac{1}{(\mathrm{M}_{\Delta}\lambda_0)^{1/5}}\right]^{1/4}\ . \tag{38}$$

Легко показать, что при $\mathrm{M}_{\nu}\to\infty$ зависимость (38) превращается в (37), а при $\mathrm{M}_{\Delta}\to\infty$ – в (35). К сожалению, величину коэффициента гидравлического трения из формулы (38) можно определить только методом последовательного приближения.

Ограниченный объем статьи не позволил обосновать условия существования областей и зон движения жидкости в трубопроводе в разных задачах, рассмотренных выше. Но, тем не менее, в этих условиях можно рекомендовать метод, обычно используемый при решении задачи 1. Прежде всего, он заключается в определении динамической скорости потока $U_*=\sqrt{\frac{\lambda_0}{8}}U$, затем динамического числа Рейнольдса, в которое, кроме динамической скорости потока, в качестве характерного линейного размера входит абсолютная высота выступов шероховатости: $\mathrm{Re}_*=\frac{U_*\Delta}{\nu}$. Если окажется, что $\mathrm{Re}_*\le 3,0$, то это зона гидравлически гладкого русла; если $\mathrm{Re}_*\ge 70,0$, то это зона квадратичного сопротивления; зона переходная определяется условием $3,0<\mathrm{Re}_*<70,0$. Эти данные позволяют установить, правильно ли были определены законы сопротивления в практических расчетах. Если неправильно, то расчеты следует повторить, используя в них законы сопротивления, соответствующие зоне движения жидкости.

## *Выводы*

В настоящее время существует только один метод гидравлического расчета напорных трубопроводов, в котором величина коэффициента гидравлического трения определяется в зависимости от критерия Рейнольдса и условий однозначности явлений, относящихся к одному классу. В статье этот метод составляет суть задачи 1 (классической).

В статье рассмотрены задачи с иной формулировкой, которые встречаются в практических расчетах.

1. Показано, что в этих условиях в зависимости от постановки задачи появляются новые критерии подобия, а вместе с ними − иные критериальные уравнения.
2. Доказано, что проводить физическое моделирование для определения законов сопротивления, соответствующих новым критериальным уравнениям, нет необходимости.
3. Учитывая связи между вновь полученными числами подобия и теми, которые используются при решении задачи 1, можно найти новые законы сопротивления способом простого пересчета. Этому способу, в основе которого лежит метод комбинации чисел подобия с целью получения критериев подобия, посвящена статья.

**Литература**


1. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1973. 904 с.
2. Schlichting H., Verlag G. Braun. Grenzschicht – Theorie. Karlsruhe, 1958. 603 p.
3. Prandtl L. Stromungslehre. Fried. Vieweg & Sohn. Braunschweig, 1957. 407 p.
4. Чугаев Р. Р. Гидравлика. Л.: Энергоиздат, Ленингр. отдел, 1982. 627 с.
5. Фабрикант Н. Я. Аэродинамика. М.: Наука, 1964. 814 с.
6. Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1987. 439 с.
7. Штеренлихт Д. В. Гидравлика: в 2-х кн. Кн. 1. М.: Энергоатомиздат, 1991. 351 с. Кн. 2. М.: Энергоатомиздат, 1991. 367 с.
8. Гиргидов А. Д. Техническая механика жидкости и газа. СПб.: Издат. СПбГТУ, 1999. 395 с.
9. Брянцева Ю. В., Остякова А. В. К вопросу об идентичности закономерностей сопротивления и течений в трубах и широких каналах // Межвузовский сборник научных трудов по гидротехническому и специальному строительству. М.: МГСУ, 2002. С. 20−26.
10. Седов Л. И. Методы теории размерности и подобия в механике. М.: Наука, 1970. 440 с.
11. Зегжда А. П. Теория подобия и методика расчета гидротехнических моделей. Л.–М.: Госстроойиздат, 1938. 162 с.
12. Леви И. И. Моделирование гидравлических явлений. Л.: Энергия, 1967. 235 с.
13. Sharp J. Hydraulic modelling. Butterworths. London, 1981. 280 p.
14. Михалев М. А. Физическое моделирование гидравлических явлений: Учеб. пособие. СПб.: Издат. СПбГПУ, 2008. 443 с.
15. Prandtl L. Neuere Ergebnisse der Turbulenzforschung // VDI – Forsch. Berlin, 1933. Pp. 105–114.
16. Hahnemann H. W. Der Stromungswiderstand in Rohrleitungen und Leitungselementen // Forsch. Ing. Wes. Dusseldorf, 1950. Pp. 113-119.
17. Colebrook C. F., White C. M. Experiments with fluid friction in roughened pipes // Proc. Roy. Soc., Ser. A. London, 1937. Pp. 367-381.
18. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления: 2-е изд. перераб. и доп. М.: Недра, 1982. 224 с.


**Михаил Андреевич Михалев, Санкт-Петербург, Россия*
*Тел. раб.: +7(812)535-46-10; эл. почта: mikhalev@cef.spbstu.ru*

© Михалев М.А., 2012

# Численная оценка прочностной надежности высоконапорных водоводов при гидравлическом ударе

***К.т.н., начальник отдела расчетных обоснований сооружений Г.Л. Козинец*;***
***инженер II категории Л.П. Потехин,***
*ОАО «Ленгидропроект»*

**Ключевые слова:** водопроводящий тракт; неполный гидравлический удар; развилка напорного водовода; графический метод; металлическая оболочка; приведенные напряжения; прочность конструкции; многослойное моделирование

Обоснование прочностной надежности высоконапорных водопроводящих трактов при учете гидравлического удара представляет собой актуальную задачу. Развилки турбинных напорных водоводов являются типичным и самым сложным пространственным элементом высоконапорных деривационных гидроэлектростанций. При проектировании сталежелезобетонной развилки возникают известные сложности в определении расчетных параметров металлической оболочки и арматуры.

Научная новизна исследований заключается в обосновании изменения конструкции развилки турбинного водовода Зарамагской ГЭС-1 на основе пространственного численного многослойного моделирования.

Строящаяся в Республике Северная Осетия – Алания на р. Ардон Зарамагская ГЭС-1 установленной мощностью 342 МВт является первой, самой верхней гидроэлектростанцией Ардонского каскада ГЭС. Район площадки строительства, характерный своими сложными инженерно-геологическими и топографическими условиями, вкупе с высоким напором делают сооружения Зарамагской ГЭС-1 уникальными в отечественной и мировой практике гидротехнического строительства.

Первые расчетные обоснования прочности варианта металлической конструкции развилки турбинного водовода Зарамагской ГЭС-1 были выполнены в 2007 году. Величина расчетного гидродинамического напора принималась равной 520 м. Класс сооружения по степени ответственности – II. По результатам расчетов максимальные приведенные напряжения были получены в серповидном ребре и составили 290 МПа, что превосходит предел текучести стали 09Г2С, равный 260 МПа. Таким образом, металлическая конструкция развилки при напоре 520 м не позволяла обеспечить работу серповидного ребра в упругой стадии.

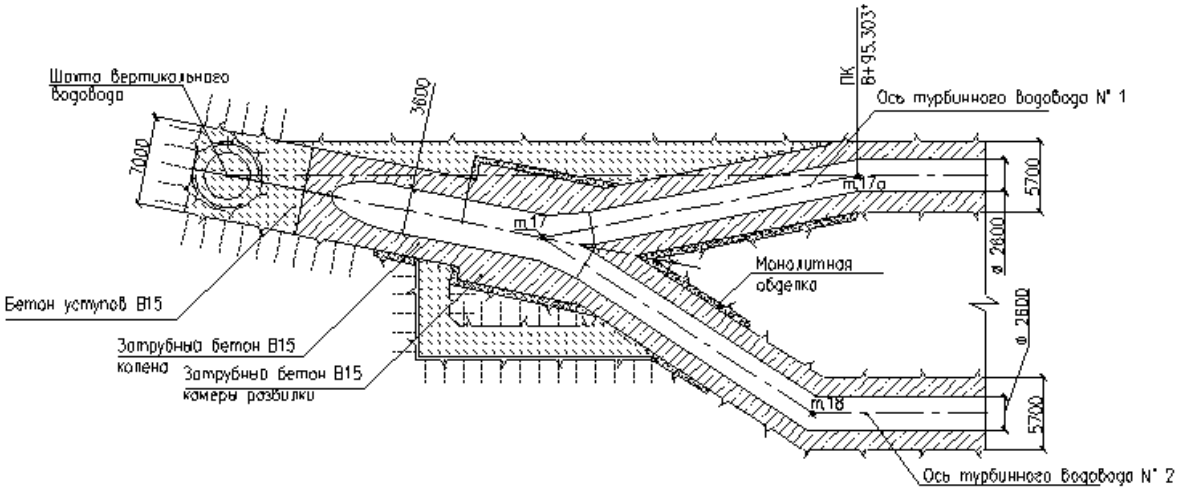


**Рисунок 1. Схема развилки турбинного водовода Зарамагской ГЭС-1**

В связи с повышением требований к надежности и безопасности гидротехнических сооружений после аварии на Саяно-Шушенской ГЭС, а также ввиду уникальности высоконапорного турбинного водовода Зарамагской ГЭС-1, приняты следующие решения:

1) повысить класс капитальности сооружения по степени ответственности до I-го;
2) рассматривать конструкцию водовода как сталежелезобетонную;
3) выполнить повторный расчет сооружения с учетом гидростатического напора при НПУ, равном 555,3 м.

Схема конструкции развилки турбинного водовода Зарамагской ГЭС-1 представлена на рис. 1.

## *Определение величины неполного гидроудара*

По тематике вычисления величины превышения давления при гидравлическом ударе выполнен ряд современных исследований [1-5]. Следует заметить, что затворы напорных водоводов работают таким образом, что минимальное время их закрытия больше фазы гидроудара $\tau_0$ (времени, за которое ударная волна проходит путь от затвора до резервуара и возвращается в виде отраженной волны к затвору). Поэтому в турбинных водоводах имеет место неполный гидравлический удар, когда отраженная ударная волна приходит к открытому затвору. Аналитическое решение уравнений Н. Е. Жуковского для случая неполного гидравлического удара представлено в [6].

В данной работе представлены результаты оценки прочности развилки высоконапорного турбинного водовода Зарамагской ГЭС-1 с учетом максимального избыточного давления, полученного графическим методом, для неполного гидравлического удара [7-12]. По результатам расчета максимальное значение избыточного давления у шарового затвора составило 0,78 МПа.

Согласно техническим условиям эксплуатации гидромеханического оборудования Зарамагской ГЭС-1 время закрытия предтурбинных шаровых затворов составляет 60 с.

График колебаний избыточного давления у затвора представлен на рис. 2.

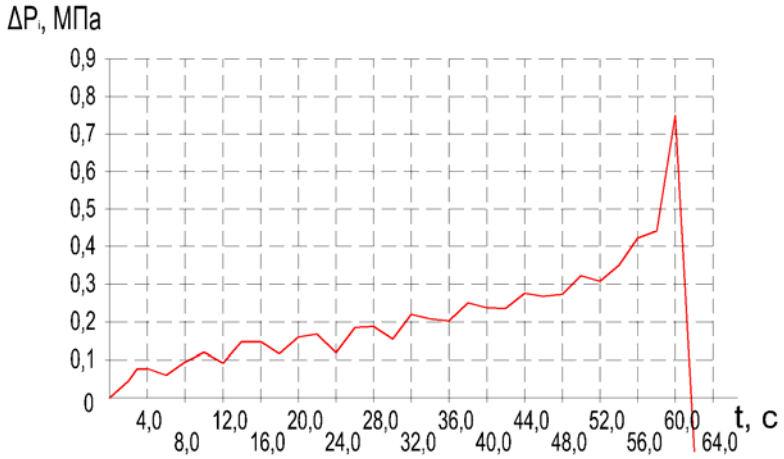


**Рисунок 2. График изменения давления у шарового затвора**

Таким образом, при расчетном статическом напоре в развилке H=555,3 м максимальный динамический расчетный напор, соответствующий случаю гидравлического удара, принят равным 633,3 м (потерями напора по длине при движении ударной волны от затвора к развилке пренебрегаем в запас).

## *Обоснование прочности развилки турбинного водовода Зарамагской ГЭС-1*

Развилка турбинного водовода представляет собой геометрически сложную пространственную конструкцию. Обоснование прочностной надежности конструкции выполнено на основе метода предельных состояний.

Критериальные значения напряжений при оценке прочности металлической оболочки и серповидного ребра отражены в таблице 1.

Основные расчетные параметры конструкции развилки турбинного водовода представлены в таблице 2.

***Таблица 1. Критериальные значения напряжений***

| Сочетание нагрузок | Элемент конструкции | $R_s$, МПа | $\gamma_{lc}$ | $\gamma_c$ | $\gamma_n$ | [σ], МПа |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Особое | Серповидное ребро | 260 | 0,9 | 0,9 | 1,25 | 208 |
| | Металлическая оболочка | 280 | | | | 224 |

***Таблица 2. Расчетные параметры развилки турбинного водовода***

| | |
|---|---|
| **Класс сооружения по степени ответственности** | 1 |
| **Диаметр водовода на участке нижнего колена** | 3,6 м |
| **Диаметр ветвей водовода за развилкой** | 2,6 м |
| **Отметка оси развилки, м** | 1083,987 |
| **Расчетный статический напор** | 555,3 м |
| **Расчетный гидродинамический напор** | 633,3 м |
| **Конструкция развилки** | сталежелезобетонная |
| **Материал конструкции** | сталь С345(09Г2С), бетон В15, арматуры AIII |

Пространственная численная математическая модель турбинного водовода содержит нижний участок вертикальной шахты, нижнее колено, камеру развилки турбинного водовода и вмещающий скальный массив. Модель выполнена по методике многослойного моделирования. Суть и общая идея данной методики изложены в работах [13-14]. Учет нелинейных свойств в элементах бетонной оболочки, обусловленных трещинообразованием, выполнен согласно [15-18]. Общий вид геометрической и конечно-элементной моделей водовода представлены на рис. 3.

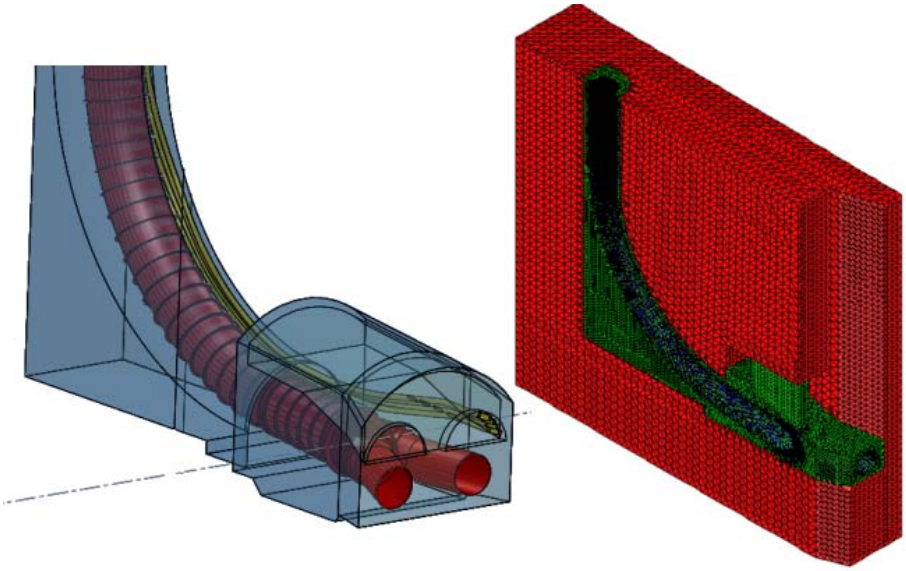

**Рисунок 3. Геометрическая и конечно-элементная модели сооружения**

Сопоставление результатов расчетов по нормативным методикам и методике многослойного моделирования представлено в таблице 3.

Сравнительный анализ результатов расчета показал:

1) площадь кольцевой расчетной арматуры по методике многослойного моделирования в 1,56 раза меньше, чем площадь арматуры, полученной по нормативным методикам;
2) напряжения в металле кольцевой арматуры и оболочки при многослойном моделировании практически одинаковые;
3) предельного состояния металл оболочки достигнет практически одновременно с металлом кольцевой арматуры, что указывает на выполнение принципов метода предельных состояний.

*Таблица 3. Сопоставление результатов расчетов*

| | Методика расчета армирования | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Инженерный расчет | Модель МКЭ | | |
| | СНИП | Нормы Рус-Гидро, Зарубежные стандарты | | Пространственное многослойное моделирование |
| | | $E_н$ | $\frac{E_н}{к}$ | |
| Fa, см$^2$ | 63,0 | 206,35 | 62,31 | 40,21 |
| К-т приведения | 1,0 | 3,28 | 0,99 | 0,64 |
| Напряжения во внутр. кольцевой арматуре $\sigma_s$, МПа | $\sigma_s \le [\sigma_s]$ | $\sigma_s \le [\sigma_s]$ | | 205,20 |
| Напряжения во внутр. продольной арматуре $\sigma_s$, МПа | - | - | | 98,6 |
| Напряжения в стальной оболочке $\sigma_{si}$, МПа | $\sigma_{si} \le [\sigma_{si}]$ | 74,25 | 133,65 | 201,6 |

По результатам расчетов исходной конструкции на особое сочетание нагрузок с учетом гидравлического удара максимальные значения приведенных напряжений в металлической оболочке составили $\sigma_{max}$=201,6 МПа, что не превышает критериального значения [$\sigma_{si}$] = 224 МПа (см. табл. 1). Приведенные напряжения в металлической оболочке представлены на рис. 4.

Поле напряжений в серповидном ребре представлено на рис. 4. Напряжения в стали серповидного ребра развилки составили $\sigma_{max}$ =311,7 МПа, что превышает критериальное значение [$\sigma$]=208 МПа (см. табл. 1). Таким образом, исходный вариант конструкции не позволяет обеспечить требуемую прочность серповидного ребра развилки при гидравлическом ударе.

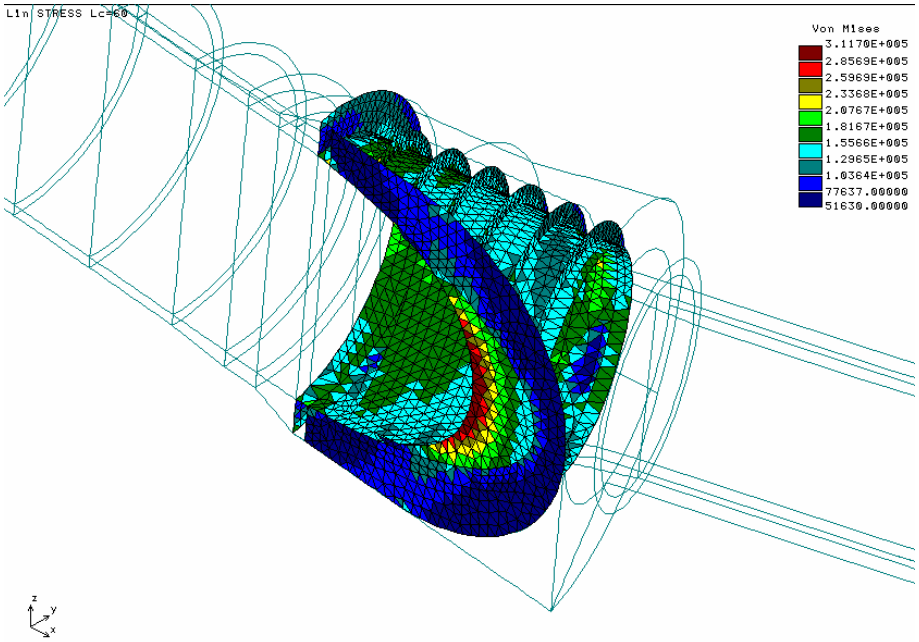


**Рисунок 4. Приведенные напряжения в металлической оболочке и серповидном ребре развилки при гидроударе (исходная модель), кПа**

Приведенные напряжения во внутренней кольцевой арматуре развилки составили $\sigma_{max}$=205,2 МПа, что не превышает критериального значения [$\sigma_s$] = 292 МПа.

Приведенные напряжения во внутренней продольной арматуре развилки составили $\sigma_{max}$=98,6 МПа, что не превышает критериального значения [$\sigma_s$] = 292 МПа.

Поля напряжений в кольцевой и продольной арматуре развилки представлены на рис. 5.

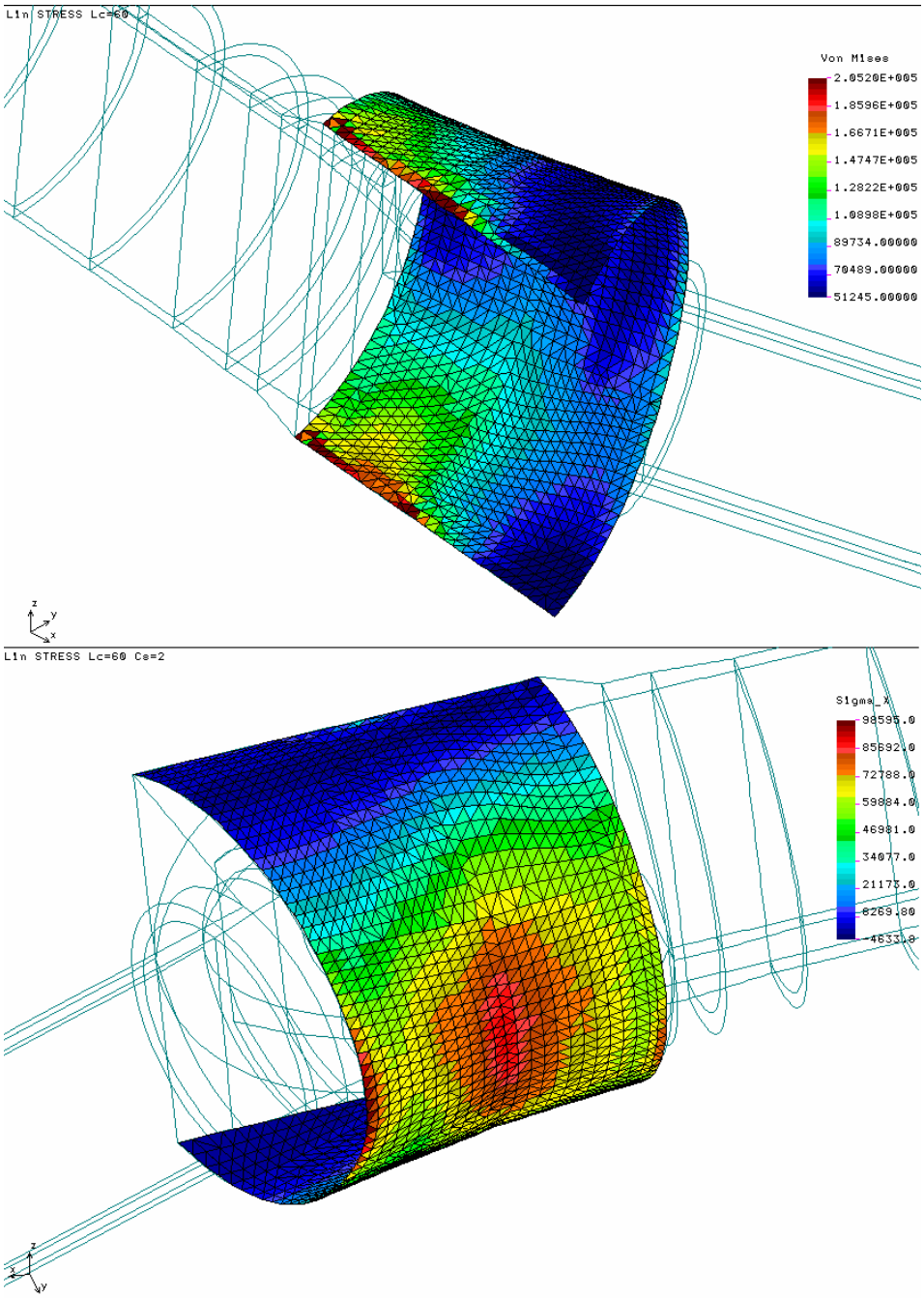


**Рисунок 5. Приведенные напряжения в кольцевой (вверху) и продольной (внизу) арматуре развилки при гидроударе (исходная модель), кПа**

Таким образом, исходная конструкция развилки не позволяет добиться прочности серповидного ребра в соответствии с нормами. С целью снижения уровня напряжений в серповидном ребре рассмотрены следующие варианты изменения конструкции развилки:

1) увеличение площади поперечного сечения серповидного ребра;
2) приварка вертикальной стяжки между верхней и нижней оболочками;
3) организация бычка-контрфорса шириной 3,0 м.

Результаты расчетов вариантов конструкций для изменяемых элементов развилки представлены в таблице 4.

***Таблица 4. Результаты расчетов изменяемых элементов развилки***

| Варианты конструкции | Ширина, см | Стяжка $\sigma_{max}$, МПа | Серповидное ребро $\sigma_{max}$, МПа | [σ], МПа | Концентратор напряжений в ребре, см |
|---|---|---|---|---|---|
| **Исходная геометрия** | - | - | 311,7 | 208,0 | 47 |
| **1.Увеличение площади поперечного сечения серповидного ребра** | 50 | - | 207,9 | | - |
| **2. Устройство стяжек, толщина 10 см** | 25 | 209,2 | 266,10 | | 20 |
| | 30 | 192,8 | 252,05 | | 16 |
| | 35 | 180,65 | 241,91 | | 12 |
| | 45 | 161,50 | 224,80 | | 8 |
| **2.1. Стержень ø12 см** | 12 | 163,2 | 258,74 | | 32 |
| **3. Создание бетонного бычка над развилкой** | 300 | - | 204,45 | | - |

Увеличение поперечного сечения серповидного ребра за счет уширения его по направлению вдоль потока полностью исключает концентраторы напряжений. Однако уширение ребра внутри водного потока негативно влияет на гидравлический режим водовода, приводит к увеличению потерь напора, а также нецелесообразно с экономической точки зрения, так как исходный профиль ребра на момент выполнения расчета был уже изготовлен.

Усиление ребра различными видами стяжек позволяет добиться локализации зоны концентрации напряжений до 8 см, не исключая ее полностью. Таким образом, устройство стяжек неэффективно.

Усиление развилки при помощи бычка-контрфорса, позволяющего передать часть нагрузки с развилки турбинного водовода на скальный массив свода, позволило добиться снижения напряжений в серповидном ребре до критериального уровня, не затрагивая исходную металлическую конструкцию развилки.

Таким образом, к исполнению рекомендован вариант с развилкой, усиленной бетонным бычком. Приведенные напряжения по Мизесу в металлической оболочке развилки и серповидном ребре представлены на рис. 6. Максимальные значения приведенных напряжений в серповидном ребре составили 204,45 МПа, что не превышает критериального значения $\sigma_{\max(расст)} = 208{,}0 МПа$. Максимальные значения приведенных напряжений в металлической оболочке составили 147,0 МПа, что не превышает критериального значения $\sigma_{\max(расст)} = 224{,}0 МПа$.

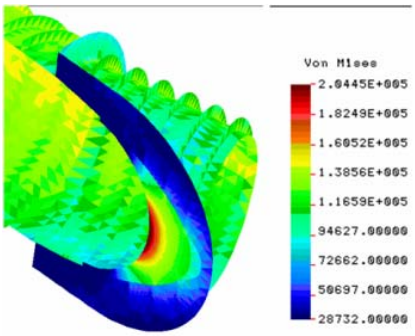


**Рисунок 6. Приведенные напряжения по Мизесу в металлической оболочке развилки и серповидном ребре при гидроударе (при усилении развилки бычком), кПа**

## *Заключение*

Гидравлический удар является особой нагрузкой, резко ухудшающей напряженное состояние несущих элементов высоконапорных водопроводящих трактов. В данной работе на примере сталежелезобетонной развилки турбинного водовода Зарамагской ГЭС-1 определена величина избыточного давления, выполнен расчет прочности конструкции с учетом гидравлического удара, подобраны варианты ее усиления.

Проведенный анализ, по нашему мнению, может быть рекомендован для расчетного обоснования параметров турбинных водоводов высоконапорных деривационных гидроэлектростанций.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. На основании графического метода показано, что максимальная величина повышения давления в напорном водоводе Зарамагской ГЭС-1 при неполном гидравлическом ударе достигает 78 м, а гидродинамический напор – 633,3 м.
2. Расчет прочности развилки турбинного водовода при особом сочетании нагрузок с учетом гидравлического удара, выполненный методом многослойного моделирования, показал, что напряжения в серповидном ребре достигают 311,7 МПа и превышают предел текучести стали.
3. По результатам анализа напряженного состояния предложены варианты усиления конструкции развилки, заключающиеся в уширении серповидного ребра, установке стяжек внутри водовода, устройстве бычка-контрфорса.
4. В качестве окончательного принят вариант усиления развилки бетонным бычком, передающим части гидродинамической нагрузки на скальный массив без изменения гидравлического режима работы водовода.
5. Сталежелезобетонная конструкция развилки, усиленная бетонным бычком, внедрена в рабочий проект высоконапорного водопроводящего тракта Зарамагской ГЭС-1.

**Литература**


1. Арефьев Н. В., Соколов Б. А. Расчет гидравлического удара явным методом конечных разностей // Труды ЛПИ. 1978. Вып. 361. С. 30-32.
2. Гиргидов А. Д. Оценка уменьшения гидравлического удара при введении в трубопровод деформируемых тел // Гидротехническое строительство. 2009. №11. С. 29-32.
3. Ушпурас Е. Использование методов FAST и CSM для анализа неопределенностей при моделировании гидравлического удара // Атомная энергия. 2010. Т. 109, Вып. 3 . С. 171-176.
4. Джафаров Т. Д., Калбиев Р.К., Бархалов Р.Р. Возможные причины аварии на ГЭС, обусловленные гидроударом // Энергетик. 2011 . №9. С. 18-20.
5. Хохлов А. В., Хохлов В. А. Перепускные устройства как эффективное средство защиты от гидравлического удара // Гидротехническое строительство. 2001 . №5 . С. 33-35.
6. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. М.: Либроком, 2011. 110 с.
7. Риман Б. Сочинения. О распространении плоских волн конечной амплитуды. М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1948. 543 с.
8. Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Пикалов Ф. И. Гидравлика. М.: Госэнергоиздат, 1954. 484 с.
9. Куколевский И. И. Гидравлический удар в простом трубопроводе // Сборник научных трудов МВТУ им. Баумана. 1949. №5. С. 14-40.
10. Сурин А. А. Гидравлический удар в водопроводных трубах и борьба с ним. М.: Трансжелдориздат, 1946. 372 с.
11. Гиргидов А. Д. Механика жидкости и газа(гидравлика). СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. 545 с.
12. Мостков М. А., Башкиров А. А. Расчеты гидравлического удара. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1952 . 200 с.
13. Козинец Г. Л. Алгоритм расчета сталежелезобетонных водоводов // Инженерно-строительный журнал. 2011. №6 (24). С. 41-49.
14. Козинец Г. Л. Обоснование надежности гидроагрегатных блоков высоконапорных ГЭС // Инженерно-строительный журнал. 2012. №6 (21). С. 30-36.
15. Mangold G. D. Entrapped or empowered by technology? The implementation and implications of computer technologies for agriculture // Resource. 1995. Vol. 2, №5. Pp. 9-11.
16. Cervenka V. Inelastic Finite Element Analysis of Reinforced Concrete Panels Under Inplane Loads: Ph.D….dis/Dept. Civ. Eng. Univ. Colorado. Bouder,1970. 20 p.
17. Cervenka V. Constitutive Models for Cracked Reinforced Concrete // ACI Journal. 1985. Vol. 82. №6. Pp. 877–882.
18. Darwin D., Pecknold D.A. Nonlinear Biaxial Stress-Strain Low for Concrete // J. Eng. Mech. Div. ASCE. 1977. Vol. 103. EM2. Pp. 229–241.


** Галина Леонидовна Козинец, Санкт-Петербург, Россия*
*Тел. раб.: +7(812) 395-23-79; эл. почта: galina4410@yandex.ru*

© Козинец Г.Л., Потехин Л.П., 2012

# Количественная оценка величины переноса консервативной примеси фильтрационным потоком через стену

***Аспирант Д.В. Петросова*,***
*ФГБОУ ВПО Санкт-Петербургский государственный политехнический университет*

**Ключевые слова**: фильтрация; фильтрационный перенос; консервативная примесь

Фильтрация воздуха значительно влияет на температурный и влажностный режим строительных конструкций, вот почему этому вопросу уделяется большое внимание в научной литературе.

В основе современной теории фильтрации лежат результаты (задачи, методы, решения), полученные впервые школой Н.Н. Павловского в Ленинградском Политехническом (Индустриальном) институте, в том числе по изучению переноса консервативной примеси в фильтрационных потоках (А.Н. Патрашев) [1, 2].

Экстремальные задачи для фильтрационных потоков рассмотрены М.Р. Петриченко [3].

Исследованиями воздухопроницаемости строительных конструкций и материалов в лабораторных и натурных условиях занимались В.П. Титов [4], Ф.В. Ушков [5], Р.Е. Брилинг [6], В.С. Беляев [7], Е.В. Веселовацкая [8], В.Н. Богословский [9] и др. За рубежом аналогичные работы в это же время выполняли E. Raisch [10] и другие исследователи.

Количественные оценки влияния фильтрации на теплозащитные свойства ограждений давали В.Г. Гагарин, В.В. Козлов, А.В. Садчиков [11, 12, 13] и др. В работе М.Р. Петриченко, М.В. Петроченко [14] рассмотрена гидравлика свободноконвективных течений в ограждающих конструкциях с воздушным зазором. С.С. Солощенко [15] исследовал влияние вентилируемого зазора на теплофизические характеристики систем наружного утепления фасадов зданий с применением тонкослойной штукатурки, но влияние воздухопроницаемости на конструкции не исследованы.

За рубежом исследования воздухопроницаемости оболочки зданий выполнены Iain S. Walker, David J. Wilson, Max H. Sherman [16], Silberstein A, Hens H.[17], Mei H. T. [18] и др.

При использовании воздухопроницаемых ограждающих конструкций тепловой поток выносится, в том числе за счет фильтрации воздуха. Уравнение переноса теплоты имеет вид:

$$a\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = -\kappa\frac{\partial h}{\partial x}\frac{\partial T}{\partial x},$$

где $a = \dfrac{\lambda}{\rho c_p}$ – коэффициент температуропроводности, м$^2$/с,

и уравнение переноса теплоты с предельными условия $T(0) - T_H = T(1) - T_c = 0$ можно записать так:

$$\frac{d^2 T}{d\bar{x}^2} = \frac{\kappa\delta}{a} I \frac{dT}{d\bar{x}}.$$

Вводятся числа подобия для фильтрационного потока: $\dfrac{\kappa\delta}{a} = \dfrac{\kappa\delta}{\upsilon}\dfrac{\upsilon}{a} = \mathrm{Re}\cdot\sigma = Pe$, $\dfrac{\kappa\delta}{a} I = Pe\cdot I = \beta$. Здесь Re – фильтрационное число Рейнольдса, $\sigma$ – число Прандтля, Pe=σRe – фильтрационное число Пекле, $\beta$ – число подобия.

## *Решение линейной задачи*

Уравнение переноса теплоты принимает вид: $\frac{d^2T}{d\bar{x}^2} = \beta \frac{dT}{d\bar{x}}$. Температура фильтрационного потока определяется так: $T(x) = C_2 e^{\beta \bar{x}} + \frac{C_1}{\beta}(e^{\beta \bar{x}} - 1)$.

Возможны следующие ситуации.

1. Если $\beta \to 0$ (коэффициент фильтрации стремится к 0), то распределение температуры становится линейным, как в твердом теле: $T(x) = C_2 + C_1 x$.

2. Если $\beta$ >0, то $T' = C_1 e^{\beta \bar{x}}$, $T = \frac{C_1}{\beta}(e^{\beta \bar{x}} - 1) + C_2$, $C_2 = T_H$,

где $C_1, C_2$ – постоянные интегрирования.

Отсюда концентрация температуры равна: $\theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C} = 1 - \frac{(e^{\beta \bar{x}} - 1)}{e^{\beta} - 1} \xrightarrow[\beta \to 0]{} 1 - \bar{x}$.

3. Если $k = \mathrm{var}\, ia \to \beta = \beta(\bar{x})$, то исходное уравнение переноса теплоты принимает вид: $\frac{\partial^2 T}{\partial \bar{x}^2} - \beta(\bar{x}) \frac{\partial T}{\partial \bar{x}} = 0$.

Его первый интеграл $T' = C_1 \exp(B(\bar{x})) \to B(\bar{x}) = \int_0^{\bar{x}} \beta(\bar{x}) d\bar{x}$, локальная температура определяется так: $T = T_H + C_1 \int_0^{\bar{x}} e^{B(t)} dt$. Концентрация температуры равна

$$\theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C} = 1 - \frac{\int_0^{\bar{x}} e^{B(t)} dt}{\int_0^1 e^{B(t)} dt}.$$

Пусть $\beta = \beta_0 \bar{x}$: коэффициент фильтрации изменяется от 0 до max поперек стенки. Тогда концентрация температуры равна:

$$\theta = 1 - \frac{\int_0^{\bar{x}} exp(\frac{\beta_0 t^2}{2}) dt}{\int_0^1 exp(\frac{\beta_0 t^2}{2}) dt}.$$

Тепловой поток, переносимый фильтрующимся воздухом через ограждающую конструкцию, можно определить следующим образом.

1. Если $\beta$ >0, то $\dot{q} = \lambda \frac{T_H - T_c}{\delta} \beta e^{\beta \bar{x}}$,

где $\lambda$ – теплопроводность воздуха, Вт/(м°С); $\bar{x} = \frac{x}{\delta}$, 0 < $\bar{x}$ < 1;

0 – внутренняя поверхность конструкции; 1 – наружная поверхность конструкции.

$$\dot{q}(0) = \lambda \frac{T_H - T_c}{\delta} \beta, \quad \dot{q}(1) = \frac{T_H - T_c}{\delta} \frac{kc_p \Delta P}{g} e^{\frac{kc_p \Delta P}{\lambda g}}.$$

Этот случай приводит к аномальному увеличению плотности теплового потока на наружной поверхности за счет слишком быстрого (экспоненциального) падения температуры в порах. Максимальная фильтрация на наружной поверхности, а минимальная – на внутренней.

2. Если $k = \mathrm{var}\, ia$, то $\dot{q} = \lambda (T_H - T_c) \frac{e^{\frac{\beta_0 \bar{x}^2}{2}}}{\int_0^1 e^{\frac{\beta_0 t^2}{2}} dt}$.

3. Если $\beta = \beta_o (1 - \bar{x})^m$, то $\theta = \frac{T_н - T}{T_H - T_C} = \frac{\int_0^{\bar{x}} e^{B(t)} dt}{\int_0^1 e^{B(t)} dt}$,

где $B = \frac{1 - (1 - x)^{m+1}}{m+1} \beta_o$; t- переменная интегрирования.

Тогда тепловой поток определяется так: $\dot{q}(x) = \lambda \frac{T_H - T_c}{\delta} \frac{exp(B(x))}{\int_0^1 e^{B(t)} dt}$. Тепловой поток на

внутренней и наружной поверхностях соответственно определяется так:

$$\dot{q}(0) = \lambda \frac{T_H - T_c}{\delta} \frac{1}{\int_0^1 e^{B(t)} dt}, \quad \dot{q}(1) = \lambda \frac{T_H - T_c}{\delta} \frac{\exp(B(1))}{\int_0^1 e^{B(t)} dt}.$$

Поскольку $B(1) = \frac{\beta_o}{m+1}$ >0, то $\dot{q}(1) > \dot{q}(0)$.

Коэффициент $\beta$ определен исходя из того, что коэффициент фильтрации постоянный, но для слоистой стенки это не так. Таким образом, $\beta$ должна меняться вдоль стенки. Положим, что максимальный коэффициент фильтрации будет внутри, а минимальный снаружи. Положим, что $\beta = \beta_o (1 - \bar{x})^m$; m – показатель степени, для определения которого используем массив экспериментальных данных [19].

Пусть $\xi \in (0,1)$, тогда: $\int_0^1 e^{B(t)}dt = e^{B(1)}\int_\xi^1 e^{B(t)}dt = (1-\xi)e^{B(1)} = \frac{1}{2}e^{\frac{\beta_0}{m+1}} + \frac{1}{2} = \frac{1}{2}(1+e^{\frac{\beta_0}{m+1}})$.

Таким образом, определяем тепловой поток:

1) на внутренней поверхности: $q(0) = \frac{\lambda\Delta T}{0{,}5\cdot\delta(1+e^{\frac{\beta_0}{m+1}})} = \frac{2\lambda\Delta T}{\delta(1+e^{\frac{\beta_0}{m+1}})}$;

2) на наружной поверхности: $q(1) = q(0)\cdot e^{B(1)} = q(0)\cdot e^{\frac{\beta_0}{m+1}}$.

## *Пример расчета концентрации температуры и теплового потока*

Выполним количественную оценку величины переноса консервативной примеси (теплоты) фильтрационным потоком, проходящим через легкую ограждающую конструкцию [19]. Температура наружного воздуха от −7°С до −13°С. Температура воздуха внутри помещения 24°С.

1) тепловой поток на внутренней поверхности:

$$q(0) = \frac{2\cdot 0{,}025(24-(-7))}{0{,}3(1+e^{\frac{3{,}35}{0+1}})} = 0{,}175 \text{ Вт/м}^2;$$

2) тепловой поток на наружной поверхности:

$$q(1) = 0{,}175\cdot e^{\frac{3{,}35}{0+1}} = 4{,}99 \text{ Вт/м}^2.$$

$\beta_0 = 3{,}35$ (экспериментальные данные [20]).

Расчет приводится в таблице 1.

***Таблица 1. Значения параметров теплового потока на наружной и внутренней поверхности при разности давления $\Delta P$ =50 Па***

| № п/п | m | $\Delta T = 31\ ^0C$ | | $\Delta T = 33\ ^0C$ | | $\Delta T = 35\ ^0C$ | | $\Delta T = 37\ ^0C$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $q(0)$, **Вт/м²** | $q(1)$, **Вт/м²** | $q(0)$, **Вт/м²** | $q(1)$, **Вт/м²** | $q(0)$, **Вт/м²** | $q(1)$, **Вт/м²** | $q(0)$, **Вт/м²** | $q(1)$, **Вт/м²** |
| 1 | 0 | 0,18 | 4,99 | 0,19 | 5,31 | 0,20 | 5,64 | 0,21 | 5,96 |
| 2 | 0,5 | 0,5 | 4,67 | 0,53 | 4,97 | 0,56 | 5,27 | 0,60 | 5,57 |
| 3 | 5 | 1,88 | 3,29 | 2,00 | 3,50 | 2,12 | 3,71 | 2,24 | 3,92 |
| 4 | 10 | 2,19 | 2,97 | 2,33 | 3,17 | 2,48 | 3,36 | 2,62 | 3,55 |
| 5 | 50 | 2,50 | 2,67 | 2,66 | 2,84 | 2,82 | 3,01 | 2,98 | 3,18 |
| 6 | 550 | 2,58 | 2,59 | 2,74 | 2,76 | 2,91 | 2,93 | 3,07 | 3,09 |

Как видно, при значениях m>5 значения плотностей тепловых потоков совпадают с экспериментально полученными значениями. При дальнейшем увеличении m изменение теплового потока незначительно.

Ниже приводятся результаты расчетов концентрации температуры и теплового потока по схеме, описанной в [21].

$$q_0 = \left( \int_0^1 \frac{dt}{1 - s_0 q_0 F(t)} \right)^{-1} = \frac{1}{\int_0^1 \frac{dt}{1 - s_0 q_0 F(t)}} = \frac{1}{\int_0^1 \frac{dt}{1 - s_0 q_0 t}} = \frac{s_0 q_0}{\ln \frac{1}{1 - s_0 q_0}},$$

где $s_0 = \frac{\sigma k_0 R(T_h - T_c)}{g \nu}$ – число подобия, фильтрационный аналог числа Рэлея;

где R – индивидуальная газовая постоянная воздуха (R=287 Дж/(кг*К)=287 м$^2$/(с$^2$*К)); индексы *h, c* относятся к горячей и холодной поверхностям стены; $k_0$ – коэффициент фильтрации; $\sigma$ – число Прандтля; $\nu$ – средняя скорость, м/с.

Отсюда получаем:

$$s_0 = \ln \frac{1}{|1 - s_0 q_0|} = s_0 q_0 + \frac{(s_0 q_0)^2}{2} + \frac{(s_0 q_0)^3}{3};$$

$$s_0 = s_0 q_0 \to q_0 = 1;$$

$$s_0 = s_0 q_0 + \frac{(s_0 q_0)^2}{2} \to q_0 = 1;$$

$$q_0(1) = \frac{q_0}{1 - s_0 q_0 F(1)} \to q_0(1) = 1.$$

Таким образом, $q(1) \cong q(0)$, $q(1) - q(0) \xrightarrow[m>5]{} 0$.

## *Пример расчета теплового потока по схеме, описанной в [21]*

Тепловой поток равен: $q(1) \cong q(0) = q_0 \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta T}{\delta} = 1 \cdot \frac{0{,}025 \cdot 31}{0{,}3} = 2{,}58$ Вт/м$^2$.

Расчет приводится в таблице 2.

***Таблица 2. Значения параметров концентрации теплового потока на наружной и внутренней поверхности при разности давления $\Delta P$ =50 Па***

| № п/п | $\Delta T = 31\ ^0C$ | | $\Delta T = 33\ ^0C$ | | $\Delta T = 35\ ^0C$ | | $\Delta T = 37\ ^0C$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $q(0)$, **Вт/м$^2$** | $q(1)$, **Вт/м$^2$** | $q(0)$, **Вт/м$^2$** | $q(1)$, **Вт/м$^2$** | $q(0)$, **Вт/м$^2$** | $q(1)$, **Вт/м$^2$** | $q(0)$, **Вт/м$^2$** | $q(1)$, **Вт/м$^2$** |
| 1 | 2,58 | 2,58 | 2,75 | 2,75 | 2,92 | 2,92 | 3,08 | 3,08 |

Как видно, схемы не противоречат друг другу.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1. Фильтрационный перенос консервативной примеси через ограждающую конструкцию соизмерим с переносом теплоты за счет «чистой» теплопроводности.

2. Распределение вдоль оси x консервативной примеси (температуры) в твердом теле ограждающей конструкции при фильтрационном переносе нелинейно и становится линейным только при очень малых $\delta$ или очень низких значениях коэффициента фильтрации, т.е. в условиях доминирования теплопроводности и почти полного отсутствия фильтрационного переноса.

**Литература**


1. Павловский Н. Н. Собрание сочинений в 2-х т. М.: Изд-во АН СССР, 1956. Т. 2. Движение грунтовых вод. 771 с.
2. Патрашев А. Н. Напорное движение грунтового потока, насыщенного мелкими песчаными и глинистыми частицами // Изв. НИИГ. 1935. Т. 15. С. 58-98. Т. 16. С. 76-103.
3. Петриченко М. Р., Бухарцев В. Н. Экстремальные задачи для фильтрационных потоков. Saarbruken, Palmarium academic publ. 2012. 84 p.
4. Титов В. П. Теплотехнический расчет наружных стен с учетом инфильтрации воздуха // Извест. вузов. Строительство и архитектура. 1962. №3. С. 137-147.
5. Ушков Ф. В. Влияние воздухопроницаемости на теплозащиту стен // Строительная промышленность. 1951. №8. С. 16-19.
6. Брилинг Р. Е. Воздухопроницаемость ограждающих конструкций и материалов. М.: Стройиздат, 1948. 90 с.
7. Беляев В. С. Теплопередача в наружных стенах при продольной фильтрации воздуха // Теплотехнические свойства и микроклимат жилых зданий: Сб. науч. тр./ ЦНИИЭП жилища. М. 1982. С. 18-22.
8. Веселовацкая Е. В. Особенности теплопередачи через воздухопроницаемую теплоизоляцию трехслойных ограждающих конструкций. Дис. канд. техн. наук. М. 1985. 223 с.
9. Богословский В. Н. Тепловой режим здания. М.: Стройиздат, 1979. 248 с.
10. Raisch E. Die Luftdurchlassigkeit von baustoffen // Gesundheits-Ingenieur. 1928. №30. Pp. 481-489.
11. Гагарин В. Г., Козлов В. В., Садчиков А. В. Учет продольной фильтрации воздуха при оценке теплозащиты стены с вентилируемым фасадом // Промышленное и гражданское строительство. 2005. №6. С. 42- 45.
12. Гагарин В. Г., Козлов В. В., Садчиков А. В., Мехнецов И. А. Продольная фильтрация воздуха в современных ограждающих конструкциях // АВОК. 2005. №8. С. 60-70.
13. Садчиков А. В. Влияние продольной фильтрации воздуха в утеплителе на теплозащитные свойства стен с навесными вентилируемыми фасадами // Дисс. канд. техн. наук. М., 2007. 248 с.
14. Петриченко М. Р., Петроченко М. В. Гидравлика свободноконвективных течений в ограждающих конструкциях с воздушным зазором // Инженерно-строительный журнал. 2011. №8 (26). С. 51-56.
15. Солощенко С. С. Влияние вентилируемого зазора на теплофизические характеристики систем наружного утепления фасадов зданий с применением тонкослойной штукатурки // Инженерно-строительный журнал. 2011. №2 (20). С. 39-41.
16. Iain S. Walker, David J. Wilson, Max H. Sherman. A comparison of the power law to quadratic formulations forair infiltration calculations Original Research Article Energy and Buildings. Vol. 27. Issue 3. June 1998. Pp. 293-299.
17. Silberstein A, Hens H. Effects of air and moisture flows on the thermal performance of insulations in ventilated roofs and walls // Journal of Thermal Insulation and Building Envelopes. Vol. 19. April 1996. Pp. 367-385.
18. Mei H. T. Ventilated wall and window test passive-solar concept // Technical Report/ Lamar Univ. Beaumont, TX (USA). Dept. of Mechanical Engineering. 1982 Feb 01. Pp. 44.
19. Кузьменко Д. В., Ватин Н. И. Ограждающая конструкция «нулевой толщины» – термопанель // Инженерно-строительный журнал. 2008. №1. С. 13-21.
20. Петросова Д. В. Фильтрация воздуха через ограждающие конструкции // Инженерно-строительный журнал. 2012. №2 (28). С. 24-31.
21. Петросова Д. В. Фильтрационный перенос воздухом консервативной примеси (температуры и теплоты) сквозь стену // Науч.-техн. ведомости СПбГПУ. 2012. №4. В печати.


**Дарья Владимировна Петросова, Санкт-Петербург, Россия*
*Тел. моб.: +7(905)211-44-17; эл. почта: d_kuzmenko@list.ru*

© Петросова Д.В., 2012

# Распределение параметров воздуха в помещениях с источниками тепловыделений

***Д.т.н., профессор Г.М. Позин,***
*ФГБОУ ВПО Санкт–Петербургский государственный университет технологии и дизайна;*
***к.т.н., доцент В.М. Уляшева*,***
*ФГБОУ ВПО Санкт–Петербургский государственный архитектурно–строительный университет*

**Ключевые слова:** источник тепловыделений; численное моделирование; тепловоздушный процесс; колебательный процесс

Численные методы, широко распространенные в настоящее время, позволяют получить пространственное распределение параметров микроклимата, например, в вентилируемых производственных зданиях [1–3], в помещениях для хранения сельскохозяйственной продукции [4, 5] и т.д.

Моделированию процессов тепло- и воздухообмена в помещениях с источниками тепла посвящено значительное количество работ, в частности [1–3, 6–20, 21].

Процессы тепло- и массопереноса в помещении, как и в любых других подобных задачах, подчиняются законам сохранения массы, количества движения и энергии. В результате образуется система дифференциальных уравнений в частных производных.

Основной базой для расчета турбулентных течений в многочисленных вычислительных программах и комплексах являются осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса, замкнутые с помощью тех или иных полуэмпирических моделей турбулентности. Кроме того, используется еще ряд допущений, в частности:

- пренебрегают теплообменом на внутренних поверхностях помещения;
- температура на внутренних поверхностях принимается постоянной и равной температуре окружающего воздуха;
- вводятся эмпирические зависимости для определения коэффициентов лучистого и конвективного теплообмена;
- рассматриваются упрощенные схемы теплообмена и т.д.

В [1, 6] здание рассматривается как единая система. В исследованиях используется метод физико-математического моделирования внешней и внутренней задач вентиляции, разработанный в СПбГАСУ под руководством Т.А. Дацюк. В программном комплексе применен метод конечных объемов на трехмерной ортогональной сетке. Использована модель турбулентности Спаларта–Аллмараса. Результаты численного моделирования аэрации при различных вариантах размещения источников теплоты подтверждены данными экспериментов, проведенных в аэродинамической трубе.

В большинстве работ по численному моделированию, например в [7–10], рассмотрено размещение единичного источника теплоты на полу помещения или исследуемой полости. В [11] сделана попытка численного и лабораторного анализа тепло- и воздухообмена в смежных помещениях, в одном из которых на полу расположен источник теплоты. Моделированию вентиляционных процессов в помещениях, сообщающихся через проемы в междуэтажных перекрытиях, посвящена работа [12]. На полу помещения, расположенного на нижнем этаже, расположен источник теплоты. В [13] рассмотрено размещение источников теплоты на разных отметках, но принята одномерная теоретическая модель.

Изучаемые многими исследователями вопросы взаимодействия приточных струй и конвективных потоков над источниками тепловыделений были обобщены в монографии М.И. Гримитлина [14] с учетом полученных в работе [15] количественных характеристик. Однако предложенные схемы не могут охватить все возможные варианты объемно–планировочных решений горячих цехов, размещения и конструктивных особенностей тепловыделяющего оборудования и т. п. Например, источники теплоты могут быть установлены на площадках выше

уровня пола, а их габариты – соизмеримы с размерами помещения. Такая ситуация имеет место в машинных залах компрессорных цехов.

Исследованиям процессов тепло- и воздухообмена в машинных залах компрессорных станций магистральных газопроводов с различными газоперекачивающими агрегатами посвящено значительное количество работ, в том числе и авторов [16–19]. Газотурбинный привод нагнетателей газа распространен в основном на объектах северных протяженных магистральных трубопроводов, расположенных в стороне от крупных энергетических систем. При использовании газотурбинных установок (ГТУ) отечественного производства предусматривается раздельное размещение: ГТУ в машинных залах и нагнетателей газа в галерее нагнетателей. Валы ГТУ и нагнетателя газа соединяются через сальниковые уплотнения в перегородке между этими помещениями. Известны два строительно-технологических решения. Первое – размещение в одном помещении нескольких (2–6) установок (многомашинная компоновка). Второе – каждый газоперекачивающий агрегат (ГПА) размещается в отдельном здании (блочное исполнение). В многомашинных компрессорных цехах устанавливаются, например, агрегаты: ГТК–10–4, ГТ–6–750, ГТН–16М1, в блочных – ГТН–16 и ГТН–25.

Наличие крупногабаритных и высокотемпературных источников тепловыделений в машинных залах компрессорных цехов создает мощные конвективные потоки, которые способствуют образованию в верхней зоне помещения практически замкнутого циркуляционного течения и определяют температурный режим в этих помещениях. Расположение основных источников тепловыделений (турбины и газоходов) выше уровня пола вызывает существенные температурные расслоения по высоте помещений. Перепад температур между нижней и верхней зонами машинного зала составляет порядка 70°С.

Воздушная среда объектов, расположенных в Северной климатической зоне, отличается малым содержанием влаги наружного воздуха в холодный период года. В связи с этим при низких температурах наружного воздуха (ниже –20°С) относительная влажность воздуха в помещениях держится на уровне 5% при допустимой 15%.

В связи с особенностями размещения газотурбинного оборудования и с учетом результатов натурных и лабораторных исследований тепло- и воздухообмена в помещениях [16–19], при численном моделировании за расчетный объем принят модуль машинного зала с одним агрегатом.

Учитывая закономерности формирования теплового и воздушного режима в машинных залах, а также наличие технологической вытяжки, были предложены следующие общие принципы организации воздухообмена [20]:

- многоуровневая подача приточного воздуха (в рабочую зону площадки обслуживания и в верхнюю зону);
- подача рециркуляционного воздуха в нижнюю зону;
- удаление воздуха из верхней зоны.

Подача приточного воздуха в рабочую зону площадки обслуживания используется для обеспечения нормируемых параметров микроклимата. Это может быть достигнуто либо подачей непосредственно в рабочую зону с малыми скоростями, либо наклонной подачей в направлении рабочей зоны.

Приток воздуха в верхнюю зону предназначен для смещения циркуляционного течения в верхнюю зону и, соответственно, снижения его влияния на параметры микроклимата в рабочей зоне.

Уменьшение размеров зоны циркуляционного течения способствует повышению температуры воздуха в этой зоне. Увеличение теплового потенциала верхней зоны определяет целесообразность его утилизации, например, для обогрева нижней зоны. Обдув нагретых поверхностей в направлении нижней зоны решает задачу отопления и создания подпора для уменьшения потерь теплоты на нагрев инфильтрационного воздуха в холодный период года.

В связи с технологическими трудностями установка воздухораспределителей непосредственно вблизи крупногабаритных нагретых поверхностей не всегда возможна. Для решения этой проблемы в работе [16] разработана схема с использованием удаленных приточных струй для обдува нагретых поверхностей (рис. 1): в рабочую зону площадки обслуживания для обдува нагретых поверхностей в холодный период года (в направлении I) и в верхнюю зону (в направлении II).

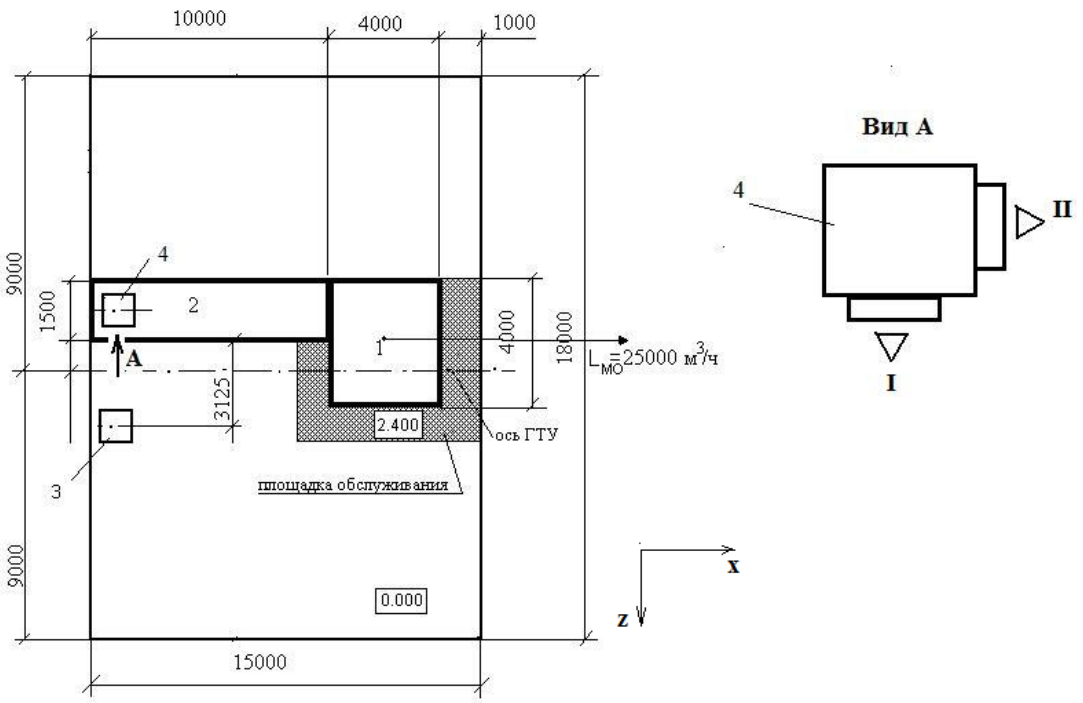


**Рисунок 1. План модуля машинного зала:**
**1 – газотурбинная установка, 2 – газоход, 3, 4 – приточные устройства**

Несмотря на очевидные преимущества данной схемы с позиции энергосбережения, оставался один существенный недостаток – горизонтальная ограниченность действия вертикальной струи в направлении I, обеспечивающая обдув нагретой поверхности газохода для обогрева нижней зоны. Для совершенствования схемы организации воздухообмена в рассматриваемых помещениях было проведено несколько этапов численного моделирования тепловоздушных процессов на основе работы [6]. Выполнена серия расчетов, в которой варьировались:

- угол подачи приточного воздуха;
- соотношение горизонтальной и вертикальной составляющей скоростей при наклонной подаче приточного воздуха.

Результаты расчета показали, что приточная струя в направлении II, предназначенная первоначально только для смещения конвективной струи в верхнюю зону (рис. 1), попадая в поперечное поле гравитационных сил, совершает в пространстве над тепловыделяющим оборудованием волнообразное движение (рис. 2). Как известно, воздействие гравитационных сил на приточные струи может привести к отрицательным результатам. Струи нагретого воздуха, подаваемые сверху, могут всплыть, не достигая рабочей зоны, а охлажденные струи – существенно понизить температуру воздуха рабочей зоны или изменить направление движения воздушных потоков в помещении. Однако оказалось, что при подаче приточного охлажденного воздуха под определенным углом наклона вверх возникает волновой процесс, использование которого может оказать положительное действие с точки зрения более полной струйной защиты газохода.

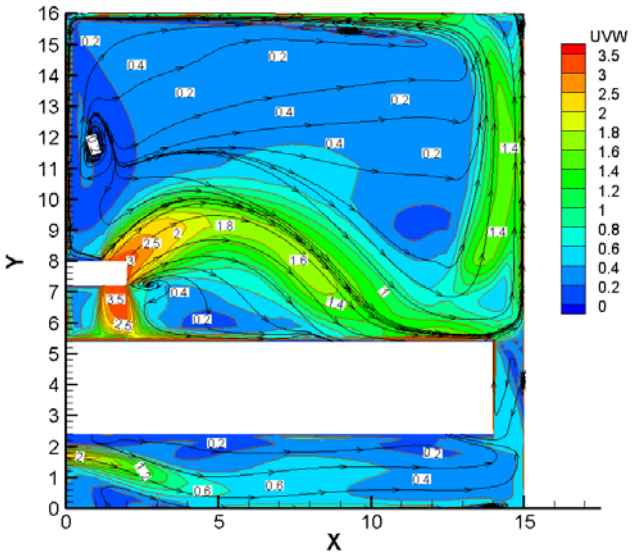


**Рисунок 2. Поле скорости движения воздуха в сечении по оси газохода в холодный период года ($t_н$=−40°C)**

Удовлетворительным результатом расчета вентиляционных процессов в помещениях при отсутствии фиксированных рабочих мест является соответствие средних параметров воздуха (температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха) в рабочей зоне допустимым значениям согласно требованиям СНиП [22].

Как было отмечено выше, численное моделирование процессов тепло- и массообмена позволяет получить пространственное распределение параметров микроклимата, в том числе не только температуры и скорости движения воздуха, но и концентрации примесей [1, 6, 21]. Для оценки влажностного состояния воздуха в помещении в качестве примеси впервые предложено использовать величину влагосодержания воздуха. В схему обработки приточного воздуха включено увлажнение воздуха. Конечное значение влагосодержания принято равным 5 кг/кг с.в. Однако поскольку нормируемым параметром воздуха является его относительная влажность, то с учетом анализа выражений, предлагаемых разными источниками, и на основании известной i–d диаграммы получено выражение для перехода от распределения влагосодержания воздуха к распределению относительной влажности в виде:

$$\varphi_i = \frac{d_i \cdot P}{611 \cdot (0{,}623 + d_i) \cdot \exp\dfrac{17{,}5 \cdot t_i}{(241 + t_i)}}, \%,$$

где d – влагосодержание воздуха, кг/кг с.в.;
P – давление воздуха в помещении, Па;
t – температура воздуха в помещении, °С.

На рис. 3–5 приведены поля распределения параметров воздуха для рабочих зон нижней части помещения и площадки обслуживания. Для рабочей зоны нижней части помещения результаты представлены по всей площади модуля, для рабочей зоны площадки обслуживания – в пределах площадки.

Данные расчета показывают уже в первом приближении, что применение такого способа подачи способствует пространственному выравниванию температурного поля. Достигнуто уменьшение перепада температуры между нижней и верхней зонами машинного зала с 70°С при существующем способе организации воздухообмена [16] до 30°С [19]. Более равномерным стало распределение температуры воздуха не только в плоскости на уровне рабочей зоны, но и по объему рабочей зоны. Отсутствие резкого скачка величины изменения температуры на уровне 4,100 м связано с уменьшением влияния циркуляционного течения в верхней части помещения благодаря выбранной системе воздухораспределения. Кроме этого, снизилась интенсивность циркуляционного течения, генерируемого конвективной струей над газотурбинной установкой.

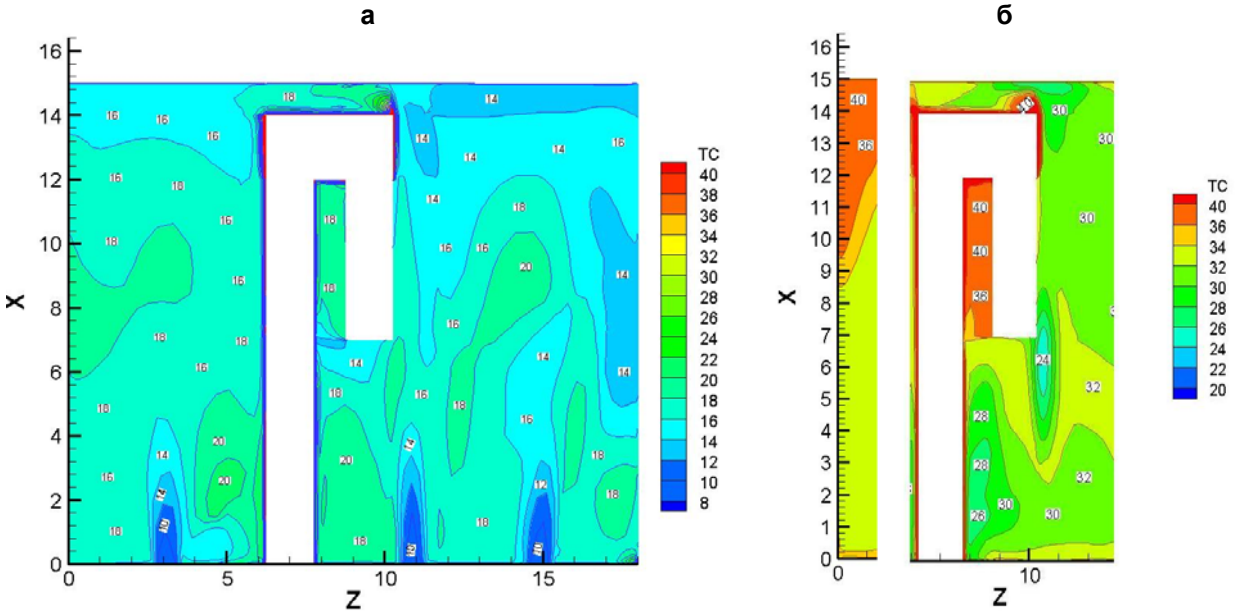


**Рисунок 3. Поля температуры воздуха при $t_н$=−40°С (а – для рабочей зоны нижней части помещения, б – для рабочей зоны площадки обслуживания)**

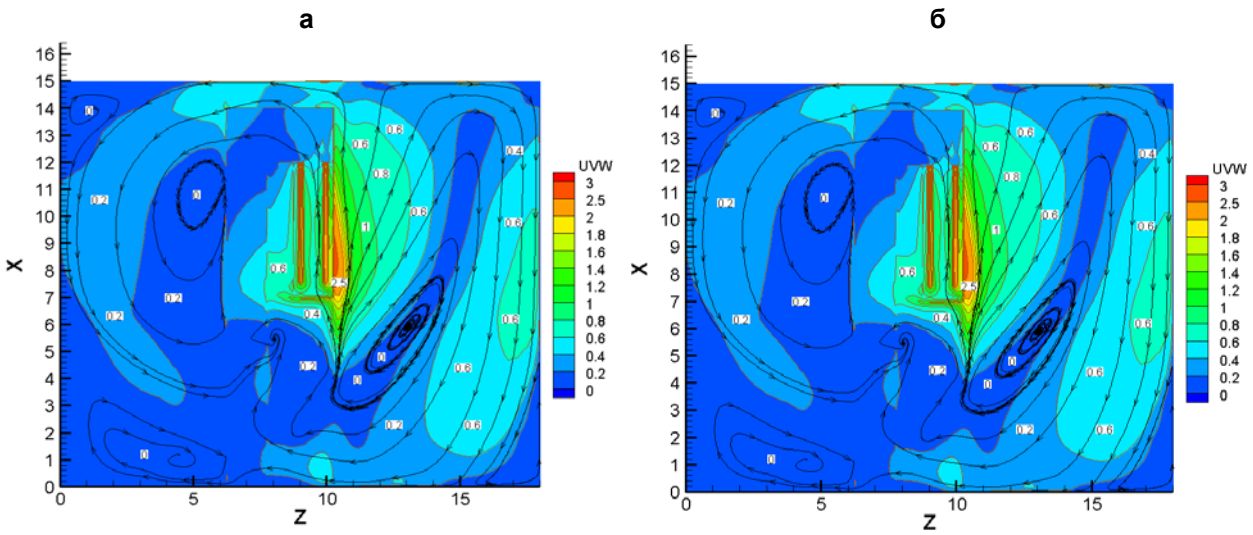


**Рисунок 4. Поля скорости движения воздуха при $t_н$=−40°С (а – для рабочей зоны нижней части помещения, б – для рабочей зоны площадки обслуживания)**

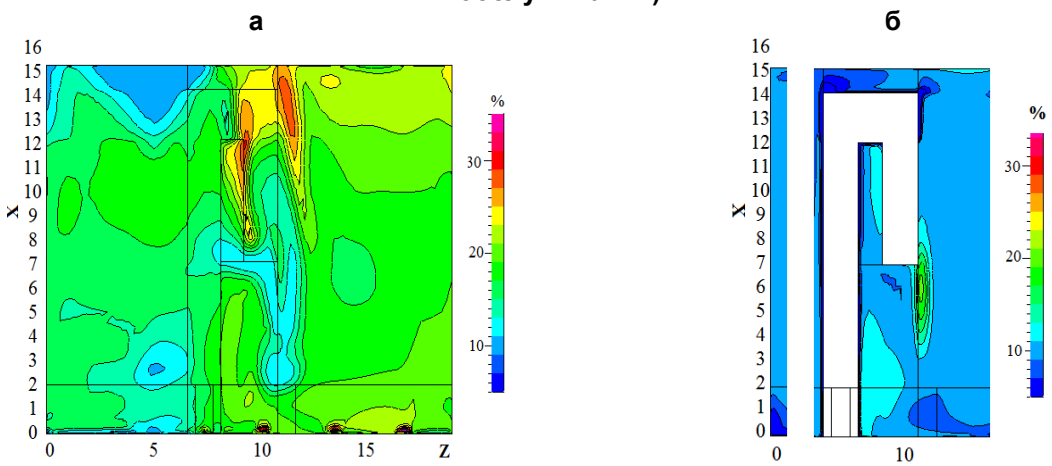


**Рисунок 5. Поля относительной влажности воздуха при tн=−40°С (а – для рабочей зоны нижней части помещения, б – для рабочей зоны площадки обслуживания)**

Результаты численного расчета представляют собой поля распределения параметров. Для сравнения полученных данных с нормируемыми значениями параметров в работе [19] предложена оригинальная программа усреднения результатов численного расчета. Анализ графического материала и вышеуказанной программы усреднения показывает, что достигнута основная цель предложенной схемы подачи воздуха с колебательным эффектом – перераспределение теплоты из верхней в нижнюю часть помещения. Температура воздуха (рис. 3а) в горизонтальной плоскости на уровне рабочей зоны нижней части помещения обеспечена в пределах 14–20˚С. За счет наклонной подачи воздуха в направлении рабочей зоны площадки обслуживания температура воздуха в этой рабочей зоне существенно снижена (рис. 3б). Значения скорости движения воздуха также удовлетворительно согласуются с нормируемыми (рис. 4). Обеспечено минимальное значение относительной влажности (рис. 5).

## *Выводы*

1. Применение схемы подачи приточной струи, индуцирующей колебательный процесс в пространстве над протяженным источником тепловыделений, способствует обеспечению нормируемой температуры воздуха в рабочей зоне нижней части машинного зала за счет теплоты нагретых поверхностей.

2. Использование в численном моделировании в качестве «примеси» влагосодержания воздуха позволяет получить распределение относительной влажности и оценить соответствие этого параметра нормируемым значениям.

**Литература**


1. Дацюк Т. А. Новая технология проектирования систем обеспечения микроклимата зданий // Вестник гражданских инженеров. 2005. №3. С. 57–62.
2. Сотникова О. А. Моделирование распределения трехмерных стационарных воздушных потоков в помещении // Вестник Воронеж. гос. техн. ун–та. 2007. №6. С. 121–123.
3. Мелькумов В. Н. Динамика формирования воздушных потоков и полей температуры в помещении // Изв. вузов. Строительство. 2008. №4. С. 172–178.
4. Бодров М. В. Эффективность систем обеспечения параметров микроклимата овощехранилищ // Вестник ВСГТУ. 2011. №4. С. 5–6.
5. Таурит В. Р. Расчет поля скоростей в плотных насыпных слоях при решении инженерных задач // Вестник гражданских инженеров. 2011. №2. С. 139–142.
6. Гримитлин А. М. Отопление и вентиляция производственных помещений. СПб.: АВОК Северо–Запад, 2007. 399 с.
7. Костоломов И. В. Численное исследование свободной конвекции воздуха в помещении с тепловым источником // Теплофизика и аэромеханика. 2006. 13. №3. С. 425–434.
8. Hakan Oztop F. Natural convection in wavy enclosures with volumetric heat sources // Int. J.Therm. Sci. 2011. Vol. 50. №4. Pp. 502–514.
9. Hongxing Yang. Numerical study of three–dimensional turbulent natural convection in a differentially heated air–filled tall cavity // Commun. Heat and Mass Transfer. 2008. Vol. 35. №5. Pp. 606–612.
10. Lishman Ben. The control of naturally ventilated buildings subject to wind and buolancy // J. Fluid Mech. 2006. Vol. 557. Pp. 451–471.
11. Flynn M. R. Natural ventilation in interconnected chambers // Fluid Mech. 2006. Vol. 564. Pp. 139–158.
12. Полосин И. И. Моделирование вентиляционных процессов в производственных помещениях с проемами в междуэтажных перекрытиях // Научный вестник Воронеж. гос. арх.-стр. ун–та. 2011. №2. С. 43–51.
13. Liv, Q.A. The fluid dynamics of an underfloor air distribution system // J. Fluid Mech. 2006. Vol. 554. Pp. 323–341.
14. Гримитлин М. И. Распределение воздуха в помещениях. СПб. 1994. 315 с.
15. Позин Г. М. Соотношение энергий взаимодействующих приточных и конвективных струй как характеристика схем циркуляции воздуха в помещении // Научно–технический прогресс и охрана труда. М.: Профиздат, 1989. С. 36–39.
16. Позин Г. М. Численное моделирование тепловоздушных процессов в помещениях с источниками теплоты // Вестник гражданских инженеров. СПб., 2010. С. 147–151.
17. Уляшева В. М. Приближенное и численное моделирование тепловоздушных процессов в помещениях с источниками тепловыделений тепловыделений // Известия ВУЗов. Строительство. 2011. №3. С. 76–81.
18. Уляшева В. М. К вопросу организации воздухообмена в помещениях с источниками тепловыделений // Изв. вузов. Строительство. 2011. №8–9. С.38–45.
19. Уляшева В. М. Совершенствование организации воздухообмена на объектах транспортировки газа. СПб.: СПбГАСУ, 2011. 153 с.
20. Позин Г. М. Использование вторичных энергоресурсов в системах отопления и вентиляции компрессорных станций // Сборник материалов Второй Международной конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции». М.: МГСУ, 2007. С. 26–29.
21. Fangzhi C. Modeling particle distribution and deposition in indoor environments with a new drift–flux model // Atmos. Environ. 2006. Vol. 40. №2. Pp. 357–367.
22. СНиП 41–01–2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Введ. 2004– 04 –01. М: Госстрой России, 2004. 98 с.


**Вера Михайловна Уляшева, Санкт-Петербург, Россия*
*Тел. моб.: +7(912)865-07-46; эл. почта: ulyashevavm@mail.ru*

© Позин Г.М., Уляшева В.М., 2012

# Методологический подход к применению коронных аэроионизаторов при проведении коррекции аэроионного состава воздуха помещений

***К.т.н., доцент К.А. Черный****
*ФГБОУ ВПО Пермский национальный исследовательский политехнический университет*

**Ключевые слова**: электрический аэроионизатор; легкие аэроионы; коронный разряд

Внутренняя воздушная среда жилых, общественных и производственных зданий зависит как от качества окружающей среды, так и от работы ограждающих конструкций и инженерных устройств. С гигиенической точки зрения важно отметить, что по сравнению с наружной средой практически все параметры внутренней среды обитания вследствие работы отопительно-вентиляционных систем и ограждающих конструкций претерпевают определенные изменения, причем часть изменений носит позитивный характер (например, создаются благоприятные микроклиматические условия вне зависимости от наружных метеоусловий), а часть может носить негативный характер (например, происходит денатурация первичного атмосферного воздуха – потеря первичных качеств или загрязнение воздуха помещений).

Следует констатировать, что в науке проблема обеспечения полного воздушного комфорта человека в помещениях, по сравнению, например, с проблемой обеспечения теплового комфорта, изучена недостаточно. Комплексное научное представление о причинах воздушного дискомфорта, нередко испытываемого человеком в помещениях или иных замкнутых воздушных объемах, является предметом современных научных исследований [1-5]. Ряд авторов [6-13] одну из причин воздушного дискомфорта в помещениях (особенно при применении установок кондиционирования воздуха) видит в изменении аэроионного состава воздуха по сравнению с исходным первичным атмосферным воздухом – в помещениях происходит снижение содержания легких аэроионов. Причиной убыли легких ионов является поглощение их в процессе дыхания человеком, превращения части легких ионов в тяжелые вследствие оседания на аэрозольных частицах, а также адсорбции поверхностями.

Действующими санитарно-гигиеническими нормами [14] определены минимально необходимые концентрации аэроионов: 600 см$^{-3}$ для отрицательных и 400 см$^{-3}$ для положительных аэроионов. Кроме того, для положительных и отрицательных аэроионов установлены максимально допустимые уровни – 50000 см$^{-3}$. Указанные нормативные уровни могут быть обеспечены проведением мероприятий по искусственной генерации аэроионов с помощью специального оборудования – аэроионизаторов.

При проведении искусственной аэроионизации воздуха существует определенное противоречие в выборе режимов работы аэроионизирущего оборудования. С одной стороны, аэроионизатор должен быть способен обеспечивать формирование аэроионного состава в соответствии с установленными гигиеническими нормами по всему объему помещения, что при больших антропогенных нагрузках на воздушную среду требует от него способности значительной генерации легких аэроионов. Последнее, в случае применения электрических аэроионизаторов, требует увеличения напряжения на коронирующих излучателях, тем самым увеличения тока короны и, как следствие, увеличения интенсивности ионизации воздуха [15]. С другой стороны, повышение напряжения на коронирующих излучателях неминуемо приводит к побочной генерации химических вредных веществ в силу повышения активности протекания негативных ион-индуцированных химических реакций (в первую очередь с и между наиболее представленными в воздухе газами – кислородом $O_2$ и азотом $N_2$, а также углекислым газом $CO_2$).

К настоящему времени установлено, что генерация побочных химических продуктов при коронной ионизации связана в первую очередь с формированием в воздухе таких химических опасных и вредных факторов как озон $O_3$, оксиды азота NO, $NO_2$, $NO_x$, которые при дальнейшем протекании химических реакций со временем превращаются в различные соединения, связанные с формированием молекул азотной кислоты $HNO_3$ [16]. Генерация озона $O_3$ при коронном разряде зависит от материала и эффективной кривизны коронирующего излучателя, относительной влажности воздуха, полярности разряда и ряда других факторов [17]. Генерация соединений азота $NO_x$ зависит главным образом от энергии коронного разряда [18]. Между тем, подробных

исследований зависимости уровней концентраций аэроионов и интенсивностей генерации побочных вредных химических продуктов коронного разряда, к которым прежде всего следует отнести генерацию озона и оксидов азота, при различных напряжениях на излучателях аэроионизаторов до настоящего времени не проводилось.

Таким образом, при определении возможности и эффективности применения электрических коронных ионизаторов стоит задача установления оптимальных значений напряжения на коронирующих электродах с целью, с одной стороны, обеспечения необходимых, но не чрезмерных концентраций легких аэроионов в зоне дыхания, а с другой стороны, исключения генерации химических вредных веществ в обрабатываемом аэроионизатором воздухе.

Автором проведены исследования по определению взаимосвязей генерации легких отрицательных аэроионов, образованию озона и оксидов азота в воздухе при различных режимах работы коронного ионизатора. Для обеспечения единообразного подхода и обеспечения статистической достоверности эксперимента во всех исследованиях в качестве источника ионизации был выбран коронирующий излучатель аэроионизатора АЭРОН-М, на который подавалось различное постоянное напряжение отрицательной полярности, задаваемое при помощи умножителя напряжения – 5; 7; 10; 18; 25; 36 кВ. Коронирующий излучатель размещался на высоте 2,5 м над уровнем пола в лабораторном помещении размерами (длина×ширина×высота) 5,8×9,3×4,2 м.

Исследование значений концентрации легких аэроионов проводилось с помощью спектрометра аэроионов конструкции автора [19].

Зависимость значений концентраций легких аэроионов от величины напряжения на коронирующих излучателях при различных расстояниях до ионизатора представлены на рис. 1. Зависимости с доверительной вероятностью 0,99 описываются выражениями вида:

$$n = X1 \cdot \ln(U_{корон}) - X2\,, \qquad (1)$$

где $X1$ и $X2$ – числовые коэффициенты, значения которых приведены на рис. 1.

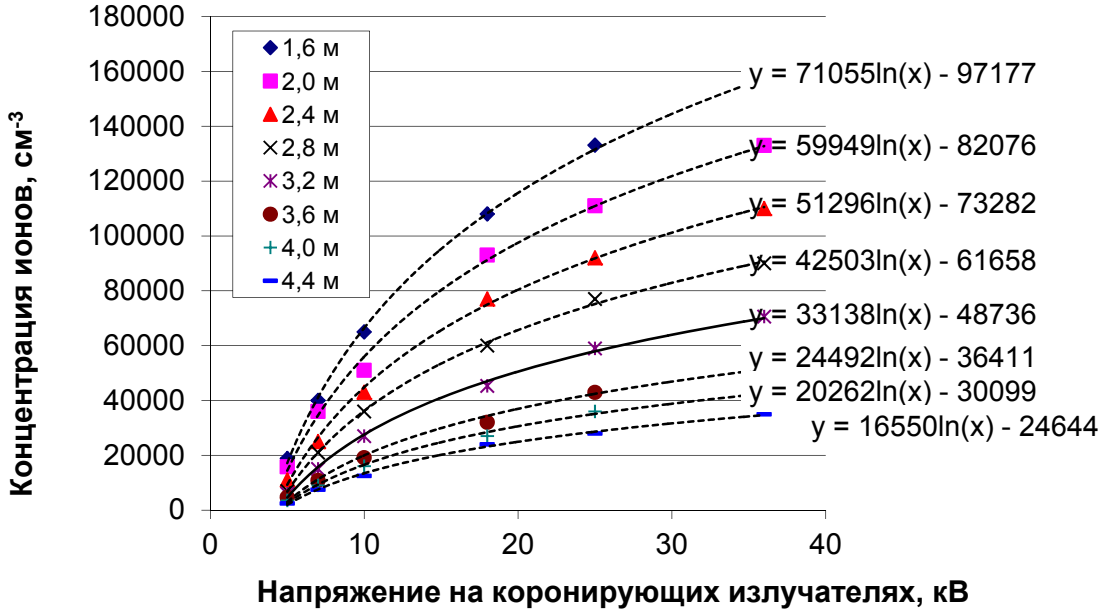


**Рисунок 1. Зависимость концентрации легких отрицательных аэроионов от напряжения при различных расстояниях *r* до ионизатора**

Зависимости коэффициентов $X1$ и $X2$ от расстояния до ионизатора представлены на рис. 2 и достоверно аппроксимируются экспоненциальными функциями:

$$X1 = 178566 \exp(-0{,}5384 \cdot r) \text{ и} \qquad (2)$$

$$X2 = 232755 \exp(-0{,}5046 \cdot r)\,. \qquad (3)$$

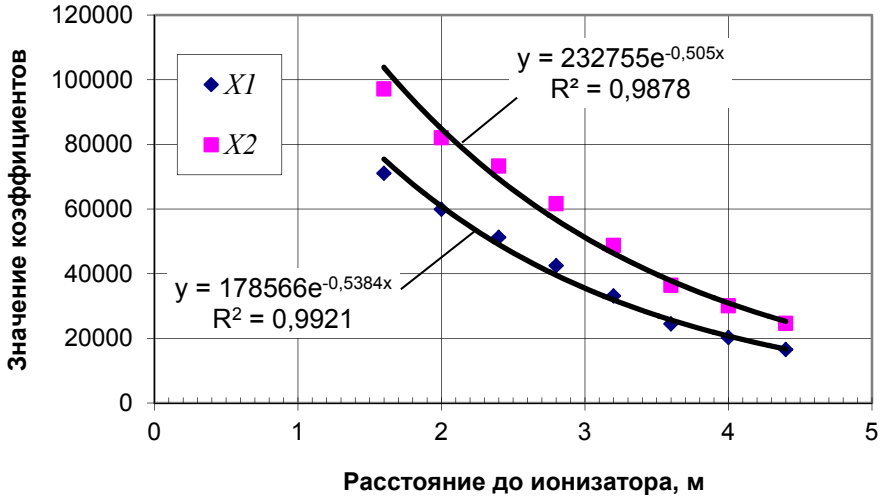


**Рисунок 2. Зависимость коэффициентов $X1$ и $X2$ от расстояния до ионизатора**

Зависимости концентрации легких отрицательных аэроионов, генерируемых коронным ионизатором, от квадрата расстояния до ионизатора $r^2$ при различных напряжениях на коронирующих излучателях, представленные на рис. 3, с доверительной вероятностью не менее 0,96 аппроксимируются выражением:

$$n = K \cdot e^{-br^2}, \tag{4}$$

где $n$ – объемная концентрация легких отрицательных аэроионов (см$^{-3}$); $r$ – расстояние до аэроионизатора (м); $K$ и $b$ – некоторые числовые коэффициенты, характеризующие конструктивные особенности конкретного аэроионизатора. Указанное соотношение позволяет организовать заданный ионный режим непосредственно в зоне наиболее продолжительного пребывания человека (например, за рабочим столом) путем изменения расстояния до ионизатора и тем самым позволяет разработать рекомендации по размещению ионизаторов в помещении.

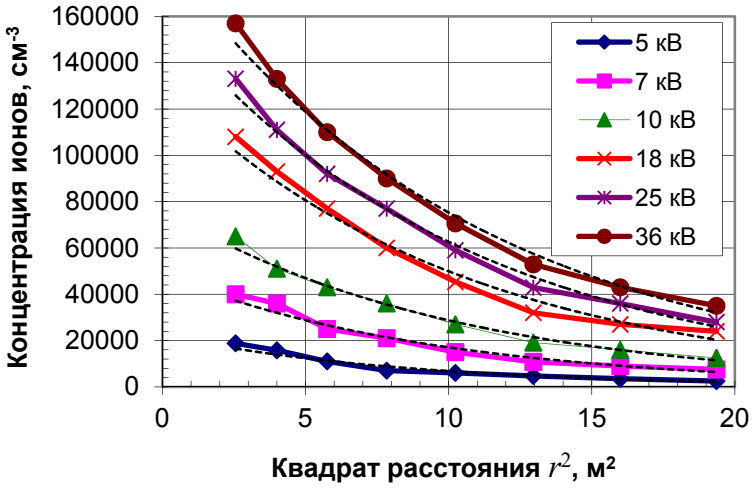


**Рисунок 3. Зависимость концентрации аэроионов от квадрата расстояния до ионизатора $r^2$ при различных напряжениях на коронирующих излучателях**

С увеличением напряжения на коронирующих излучателях наблюдается увеличение коэффициента $K$, физический смысл которого заключается в величине концентрации аэроионов в непосредственной близости от коронного ионизатора (величина $r^2$ стремится к нулю). С доверительной вероятностью 0,99 значения коэффициента $K$ в зависимости от величины напряжения на коронирующих излучателях $U_{корон}$, кВ описываются эмпирической формулой:

$$K = 85047 \cdot \ln\left(U_{корон}\right) - 116200. \tag{5}$$

Представленное выражение позволяет оценивать необходимое напряжение на коронирующих излучателях в зависимости от местоположения аэроионизатора и требуемой изначальной (в непосредственной близости) концентрации аэроионов.

Значение коэффициента *b* уменьшается с увеличением напряжения на коронирующих излучателях. Физически это означает, что скорость падения величины концентрации аэроионов по мере роста расстояния до ионизатора уменьшается с увеличением напряжения на коронирующих излучателях. Зависимость величины коэффициента *b* от величины напряжения на коронирующих излучателях $U_{корон}$, кВ (рис. 4) с доверительной вероятностью 0,99 описывается выражением:

$$b = Y_1\left(\frac{U_{K0}}{U_{корон}}\right)^{Y_2} - Y_3 \cdot U_{корон} + Y_4, \qquad (6)$$

где $Y_1$=0,014; $Y_2$=2,9; $Y_3$=0,0002 и $Y_4$=0,0985 – числовые коэффициенты, $U_{K0}$=5,8 кВ – значение напряжения на коронирующих излучателях, при котором наблюдается перегиб в характеристике. По всей вероятности значение $U_{K0}$ согласуется с величиной, при которой наблюдается переход от доминирования механизма уменьшения концентрации аэроионов в силу их рекомбинации над механизмом уменьшения концентрации аэроионов в силу увеличения объема их присутствия при движении в электрическом поле.

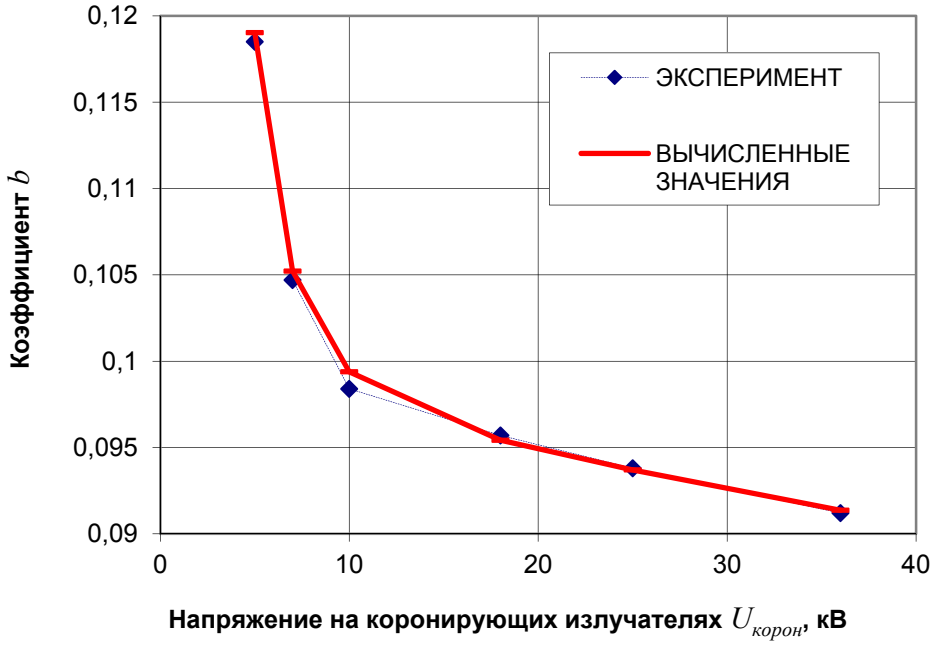


**Рисунок 4. Зависимость коэффициента k от напряжения на излучателях**

Измерение концентраций оксидов азота (в пересчете на $NO_2$) осуществлялось газоанализатором КОМЕТА, окиси азота NO – газоанализатором ЭЛАН-NO. Концентрация озона фиксировалась при помощи индикаторных трубок в соответствии с методикой [20].

В предварительно проветренном помещении перед каждым экспериментом проводились измерения фоновых концентраций $O_3$, $NO_2$ и NO. Фоновые значения оказались ниже предела чувствительности используемых средств измерений во всех случаях проведения экспериментов и в дальнейшем не учитывались. Измерения концентраций вредных химических веществ проводились в середине помещения спустя 1 час после включения аэроионизатора в заданном исследователем режиме работы. Отбор проб осуществлялся на высоте порядка 1,5 м над уровнем пола в зоне дыхания.

Результаты исследований побочной генерации озона $O_3$, оксида азота NO и оксидов азота $NO_x$ (в пересчете на $NO_2$) в зависимости от величины напряжения на коронирующих излучателях, представлены в табл. 1. В таблице приведены средние значения серий из 3÷5 измерений.

***Таблица 1. Концентрации озона $O_3$, оксида азота NO и оксидов азота $NO_x$ (в пересчете на $NO_2$) при коронной аэроионизации***

| Величина коронирующего напряжения $U_{корон}$, кВ | Массовая концентрация, мг/м$^3$ | | |
|---|---|---|---|
| | Озон $O_3$ (ПДК – 0,1 мг/м$^3$) | Оксид азота NO (ПДК установлена для оксидов азота $NO_x$) | Оксиды азота $NO_x$ (в пересчете на $NO_2$) (ПДК – 5,0 мг/м$^3$) |
| 5 | Не обнаружено | Не обнаружено | Не обнаружено |
| 7 | Не обнаружено | Не обнаружено | Не обнаружено |
| 10 | 0,16 | Не обнаружено | 0,14 |
| 18 | 0,20 | 0,013 | 0,21 |
| 25 | 0,70 | 0,015 | 0,24 |
| 36 | 1,30 | 0,018 | 0,28 |

Для напряжений на коронирующих излучателях 5 и 7 кВ генерация всех побочных химических веществ оказалась ниже предела чувствительности используемых средств измерений.

Концентрации озона при напряжениях 10÷18 кВ составляют величину, равную 1,6÷10 ПДК воздуха рабочей зоны.

Величины концентраций оксида азота NO и оксидов азота $NO_x$ (в пересчете на $NO_2$) не превышают ПДК воздуха рабочей зоны при всех рассмотренных режимах работы аэроионизатора.

Таким образом, полученные в результате выполненных автором исследований эмпирические зависимости величины генерации легких аэроионов от напряжения, подаваемого на коронирующие электроды аэроионизатора, позволяют осуществлять прогнозирование изменения характеристик формируемого аэроионного состава. Использование характерных для рассматриваемого типа аэроионизатора зависимостей и числовых коэффициентов позволяет определить расстояние до аэроионизатора, при котором выполняются установленные гигиенические требования к концентрации отрицательных аэроионов в воздухе. Между тем следует отметить, что представленные выше зависимости справедливы только при условии незначительной антропогенной нагрузки на воздушную среду помещений. Следует ожидать, что числовые коэффициенты в полученных эмпирических формулах изменятся в условиях интенсивного поглощения и оседания аэроионов, например, в процессе дыхания большого количества людей в помещении, или в условиях интенсивного аэрозольного (пылевого) или электростатического загрязнения.

Применение рассмотренного коронного аэроионизатора с величиной напряжения на коронирующих излучателях менее 10 кВ с точки зрения генерации побочных вредных химических продуктов коронного разряда ничем не ограничено. В случае использования аэроионизатора с напряжением на излучателях более 10 кВ следует осуществлять мониторинг содержания в воздухе помещений озона. Предельное значение коронирующего напряжения в 10 кВ является характерным только для рассматриваемой конструкции аэроионизатора и может отличаться для других типов аэроионизаторов.

Представленный методологический подход к определению возможностей применения аэроионизаторов позволяет научно обоснованно применять средства искусственной коррекции аэроионного состава воздуха помещений. Проведение исследований, аналогичных представленным автором, для широкого круга аэроионизаторов различных конструкций обеспечит существенное продвижение в развитии методов оценки аэроионизирующего оборудования и систем. Использование предложенного методологического подхода при проведении санитарно-гигиенической экспертизы выпускаемых аэроионизаторов, а также установление обязательных требований на указание в эксплуатационной документации аэроионизаторов аналогичных полученным автором зависимостям, позволяет проводить обоснованные мероприятия по организации заданного аэроионного состава при условии обеспечения качества и безопасности воздушной среды помещений.

**Литература**


1. Singh J. Health, Comfort and Productivity in the Indoor Environment // Indoor and Built Environment. 1996. Vol. 5. Pp. 22–33.
2. Sekhar S. C., Ching C. S. Indoor air quality and thermal comfort studies of an under-floor air-conditioning system in the tropics // Energy and Buildings. 2002. Vol. 34. Pp. 431-444.
3. Назаров Ю. П. Строительная наука как фактор обеспечения безопасности среды обитания // Промышленное и гражданское строительство. 2006. №8. С. 8–10.
4. Franssona N., Västfjäll D., Skoog J. In search of the comfortable indoor environment: A comparison of the utility of objective and subjective indicators of indoor comfort // Building and Environment. 2007. Vol. 42. Pp. 1886–1890.
5. Мещеряков А. Ю., Осипов С. Н. Новые технологии управления качеством воздуха на объектах со средой обитания // Информационные технологии и вычислительные системы. 2008. №2. С. 20-26.
6. Krueger A. P. Air Ions and Physiological Function // The Journal of General Physiology. 1962. Vol. 45. Pp. 233–241.
7. Шилкин А. А., Губернский Ю. Д., Миронов А. М. Аэроионный режим в гражданских зданиях. М.: Стройиздат, 1988. 169 с.
8. Недобора О. А. Биотехническая система аэроионотерапии с каналом контроля концентрации аэроионов: дис. … канд. техн. наук. Москва, 2001. 177 с.
9. Черкасова Н. Г. Улучшение качества очистки и оздоровления воздушной среды искусственной ионизацией: дис. … канд. техн. наук. Красноярск, 2002. 286 с.
10. Гуськов А. С. Комплексная гигиеническая оценка ионизации воздушной среды закрытых помещений: дис. … канд. мед. наук. Москва, 2005. 125 с.
11. Мещеряков А. Ю., Осипов С. Н., Колерский С. В. Медико-техническое обеспечение контроля аэроионного состояния воздуха на объектах с искусственной средой обитания // Труды ИСА РАН. 2006. Т. 19. С. 182–191.
12. Air ion effects on human performance [электронный ресурс]. Систем. требования: AdobeAcrobatReader. URL: http://www.electrostatics.net/articles/air%20ion%20effects.htm (дата обращения: 27.07.2012).
13. Waring M. S., Siegel J. A. The effect of an ion generator on indoor air quality in a residential room // Indoor Air. 2011. Vol. 21. Pp. 267–276.
14. Гигиенические требования к аэроионному составу воздуха производственных и общественных помещений: СанПиН 2.2.4.1294-03: Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы Рос. Федерации.
15. Капцов Н. А. Коронный разряд и его применение в электрофильтрах. М.: Гостехиздат, 1947. 145 с.
16. Sekimoto K., Takayama M. Influence of needle voltage on the formation of negative core ions using atmospheric pressure corona discharge in air // International Journal of Mass Spectrometry. 2007. Vol. 261, Issue 1. Pp. 38–44.
17. Liu L., Guo J., Sheng L. The effect of wire heating and con-figuration on ozone emission in negative ion generator // Journal of Electrostatics. 2000. Vol. 48. Pp. 81–91.
18. Rehbein N., Cooray V. NOx production in spark and corona discharges // Journal of Electrostatics. 2001. Vol. 51–52. Pp. 333–339.
19. Черный К. А. Физические параметры и способы формирования биопозитивной воздушной среды в замкнутых помещениях: дис. … канд. техн. наук. Пермь. 1999. С. 49-59.
20. ГОСТ 12.1.014-84. Система стандартов безопасности труда. Воздух рабочей зоны. Метод измерения концентраций вредных веществ индикаторными трубками.


** Константин Анатольевич Черный, г. Пермь, Россия*

*Тел. раб.: +7(342)219-80-49; эл. почта: sms@pstu.ru*

© Черный К.А., 2012

# Систематизация и обобщение характеристик местных вытяжных устройств – основа инженерной методики проектирования эффективных систем промышленной вентиляции

***Д.т.н., профессор А.Г. Сотников*,***
*НП «АВОК – Северо-Запад»;*
***аспирант А.А. Боровицкий**,***
*ФГБОУ ВПО Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых*

**Ключевые слова:** воздухообмен; вредность; концентрация; местный отсос; местное вытяжное устройство (МВУ); эффективность; коэффициент улавливания; оптимизация; вентиляция; эквивалентно-эффективная скорость

## *Постановка задачи*

Оптимизация воздухообмена в системах промышленной вентиляции (СПВ) – важная и актуальная научно-практическая задача, решаемая лишь при условии разработки надежного и обоснованного метода систематизации и обобщения многочисленных исследований характеристик улавливания разных местных отсосов, выполненных за последние полвека. Для решения этой задачи ниже представлена методика и результаты исследований, позволяющие разработать теорию и в конечном счете предложить и внедрить инженерную методику расчета оптимального воздухообмена в СПВ, что имеет большое социально-экономическое значение как для отдельного производства, так и для всей страны.

В статьях [1, 2] была рассмотрена возможность оптимизации воздухообмена, основанная на допущениях, принятых в работах [4, 5]. Однако СНиП [6] требует определять расход приточного (наружного) воздуха по уравнению:

$$L_{\text{пр}} = L_{\text{мо}} + \frac{G_{\text{вр}}(1-k_{\text{ул.с}}) - L_{\text{мо}}(c_{\text{р.з.}} - c_{\text{пр}})}{c_{\text{уд}} - c_{\text{пр}}}, \quad (1)$$

где $G_{\text{вр}}$ – расход вредного вещества, мг/с; $L_{\text{мо}}$ – расход удаляемого воздуха системой местной вытяжной вентиляции, м$^3$/с; $k_{\text{ул.с}}$ – коэффициент улавливания газов; $c_{\text{пр}}$, $c_{\text{р.з.}}$, $c_{\text{уд}}$ – концентрация вредного вещества соответственно в приточном воздухе, удаляемом из рабочей зоны и за её пределами, мг/м$^3$.

**Коэффициент улавливания газообразных веществ** (ранее в работах [1–3] авторы использовали равнозначное понятие – эффективность улавливания вредности $\eta_{\text{мо}}$) определяется по зависимости:

$$k_{\text{ул.с}} = L_{\text{мо}}(c_{\text{мо}} - c_{\text{р.з.}}) / G_{\text{вр}}, \quad (2)$$

где $c_{\text{мо}}$ – концентрация вредного вещества в воздухе, удаляемом местным вытяжным устройством, мг/м$^3$.

**Общая теоретическая экспоненциально-степенная зависимость коэффициента улавливания** вредности МВУ была предложена авторами в работе [1] для описания многочисленных опытных данных:

$$k_{\text{ул}} = 1 - \exp\left[-(a v_{\text{мо}})^n\right] = f(v_{\text{мо}}, F_{\text{мо}}, \ldots) = 0 \ldots 1, \quad (3)$$

где *a,* с/м, и *n* – множитель и показатель степени, хорошо согласующие (см. далее рис. 2, а также [1, 2]) экспериментальные данные испытаний МВУ с гипотетической экспоненциально-степенной зависимостью (3) и обеспечивающие выражение в круглых скобках безразмерным. Для выбранного типа МВУ данные коэффициенты можно определить в надписи к рис. 1. Ввиду того, что не во всех работах удалось обнаружить численное значение площади всасывания $F_{\text{мо}}$ МВУ, коэффициент *a* указан не для всех конструкций.

**Эквивалентно-эффективная скорость** (ЭЭС, англ.: equivalent-effective velocity – EEV) всасывания $av_{мо.ээ}$ – это *новый предлагаемый нами термин*, *параметр аддитивности*, дающий возможность сравнивать коэффициент улавливания разных типов, конструкций и особенностей работы МВУ по этой скорости. Выделения вредности могут зависеть от разных факторов, но все они при известном навыке, как это показано на рис. 2, могут быть представлены соответствующей ЭЭС (численные значения ЭЭС указаны в подписи к рис. 1).

**Основные работы по эффективности улавливания.** Ранее были описаны основные и наиболее результативные отечественные исследования местных вытяжных устройств (МВУ) разных типов и их коэффициент улавливания [1–3]. Тщательный поиск подобных материалов в интернете позволил авторам в последнее время обнаружить достаточное число зарубежных исследований из восьми стран Европы, Азии и Америки: L. Conroy, M. Ellenbecker, M. Flynn, W. Burgess (США), R. Niemela, R. Kosonen, P. Mustakallio (Финляндия), Z. Popiolek, S. Trzeciakiewicz, S. Mierzwinski (Польша), F.W.H. Yik, P.W. Au, Y. Li, E.C.W. Ho (Китай), G.V. Fracastoro, M. Perino (Италия), A. Lefevre, J. P. Muller, G. Aubertin, R. Braconnier, R. Régnier, F. Bonthoux, J.C. Cornu, R. Devienne, J.R. Fontaine (Франция), R. F. Huang, G. S. Liu, Y.-K. Chen, W.-Y. Yeh, C.-W. Chen, C.-C. Chen (Тайвань), S. Takano, T. Yamanaka, H. Kotani, K. Sagara, Y. Momoi, C. Iwasaki (Япония) – они указаны в прилагаемом списке литературы [8–21].

**Коэффициент улавливания как задача исследования.** До последнего времени обсуждалась важность изучения коэффициента улавливания. Например, Е.В. Тертичник [7, с. 215] указывает, что «…данные о количестве поступающих в воздух помещения вредных выделений от отдельных видов местных отсосов в справочно-нормативной литературе практически отсутствуют, что не позволяет точно рассчитать объем общеобменной вытяжки». На эту же тему пишут W.A. Burgess и M.J. Ellenbecker [8, с. 361], считая, что «…исследование коэффициента улавливания находится на ранней стадии развития, поэтому использование эффективности улавливания, как средство проектирования системы, не было широко распространено. Тем не менее, это представляет значимый новый инструмент для предсказания и оценки рабочих характеристик системы»[1] (перевод автора – А.Б.).

**Основные типы и конструкции исследованных по коэффициенту улавливания местных отсосов** систематизированы на рис. 1. Здесь:

**а – укрытие** (n≈2; ЭСС=1825 м$^3$/ч) по данным О.Н. Бабынина и Б.Н. Кулешова; (*n*≈1,1; ЭЭС=9000 м$^3$/ч) – данные В.М. Гусева и др. в межоперационный период, *I*=130 кА; (*n*≈1,25; ЭЭС=43 000 м$^3$/ч) – данные В.М. Гусева и др. в межоперационный период, *I*=500 кА; (*n*≈1,6; ЭЭС=3400 м$^3$/ч) – данные В.Н. Посохина в межоперационный период, *I*=130 кА; (*n*≈2; ЭЭС=5800м$^3$/ч) – данные В.Н. Посохина в межоперационный период, *I*=260 кА;
**б – боковой отсос** (*n*≈3; ЭСС=5500 м$^3$/ч) по данным О.Н. Бабынина и Б.Н. Кулешова;
(*n*≈1,25; ЭЭС=170 м$^3$/ч) – данные Т.Н. Роговой для нагретого источника для $k_{ул.t}=f(L_{мо})$; (*n*≈1,25; ЭЭС=0,02 Вт$^{-2/3}$) – данные Т.Н. Роговой для нагретого источника при $k_{ул.t}=f(Q_к^{-2/3})$, (*n*≈2; ЭЭС=200 м$^3$/(ч·м$^2$), *a*=2,7 с/м, $F_{мо}$=0,15м$^2$) –данные А.А. Боровицкого для нагретого источника; (*n*≈3; *ЭЭС*=500 м$^3$/ч, *a*=0,61 с/м, $F_{мо}$=0,085 м$^2$) – данные R. Niemela и др. для источника газообразных выделений – **1** [9];
**в – всасывающая щель межу двумя гальваническими ваннами (нижний отсос)** (n≈1,25; ЭЭС=6,3 м$^3$/(ч·м$^2$·кВт$^{2/3}$) – данные Н.В. Акинчева и В.П. Жигалова;
**г – односторонний бортовой отсос** (*b/a*=0,2, $v_{сн}$=1м/с, *n*≈1,3, ЭСС=0,8 м$^3$/(с·м$^2$), *a*=0,28 с/м, $F_{мо}$=0,045 м$^2$) – **2**, (*b/a*=0,35, $v_{сн}$=1м/с, *n*≈1,3, ЭСС=0,94м$^3$/(с·м$^2$), *a*=0,14 с/м, $F_{мо}$=0,045 м$^2$) – **3**, (*b/a*=0,75, $v_{сн}$=1 м/с, *n*≈1,3, ЭСС=1,2 м$^3$/(с·м$^2$), *a*=0,05 с/м, $F_{мо}$=0,045 м$^2$) – **4** – данные R. Régnier и др. [10], (*b/a*=0,5, $v_{сн}$=0,5 м/с, *n*≈1,2, ЭСС=0,51 м$^3$/(с·м$^2$), *a*=0,14 с/м, $F_{мо}$=0,035 м$^2$) – данные R. Braconnier и др. – **5** [11];
**д – двухсторонний бортовой отсос** – (*b/a*=0,75, $v_{сн}$=1м/с, *n*≈1,25, ЭСС=0,62м$^3$/(с·м$^2$), *a*=0,194 с/м, $F_{мо}$=0,09м$^2$) – данные R. Régnier и др. – **6**; четырехсторонний бортовой отсос – (*n*≈1,05; ЭЭС=210 м$^3$/(ч·м$^2$) – данные И.И. Полосина и др.,
**е – бортовой отсос с передувом** (*n*≈1,1; ЭЭС=7 м$^3$/(ч·м$^2$·кВт$^{2/3}$) – данные И.И. Полосина и др.;
**ж – МВУ, встроенное в сварочную горелку** (*n*=2,5; ЭЭС=53м$^3$/ч) – данные J.C. Cornu и др. – **7** [12];

[1] «Capture efficiency research is still in its infancy, so that the use of capture efficiency as a system design tool is not widespread. Nonetheless, it represents a powerful new tool for predicting and assessing system performance».

**з – круглое всасывающее отверстие при наличии бокового сносящего потока** ($n$≈2 (у этих данных наибольший разброс, $n$≈1…4), *ЭЭС*=540 м$^3$/ч, $a$=0,12 с/м, $F_{мо}$=0,018м$^2$) по данным M.R. Flynn и M.J. Ellenbecker – **8** [8, 13], для этой конструкции существуют также исследования [14], однако данные $k_{ул}$ не удалось обработать, т. к. значения $k_{ул}$<86 % в работе отсутствуют;

**и – вытяжной зонт**: диффузионный источник – ($n$≈1,5; ЭЭС=1,5) – данные В.Н. Посохина для линейного диффузионного источника и соосно расположенного щелевого отсоса; ($n$≈1,3; ЭЭС=1,3) – данные В.Н. Посохина для прямоугольного диффузионного источника и щелевого отсоса; ($n$≈1,3; ЭЭС=0,8) – данные В.Н. Посохина для квадратных диффузионного источника и щелевого отсоса; тепловой источник – ($n$≈1,25; ЭЭС=0,093 Вт$^{-1/3}$) – данные Y. Li и др. для $k_{ул.t}=f(Q_к^{-1/3})$ – **9** [15]; ($n$≈1,75; ЭЭС=1100 м$^3$/ч) – данные R. Devienne и др. для источника при температуре поверхности 280 ºС – **10** [16]; ($n$≈0,75; ЭЭС=3250 м$^3$/ч) – данные S. Takano и др. для вытяжного зонта – **11** [17,18]; ($n$≈2; ЭЭС=7,5м$^3$/(ч·м$^2$·кВт$^{2/3}$), $a$=4,2 с/м, $F_{мо}$=1,4 м$^2$) – данные F.W.H. Yik и др. для вытяжного зонта – **12** [19,20];

**к – приточно-вытяжной зонт** ($n$≈1,25; ЭЭС=1400 м$^3$/ч) по данным R. Kosonen и др. – **13** [21].

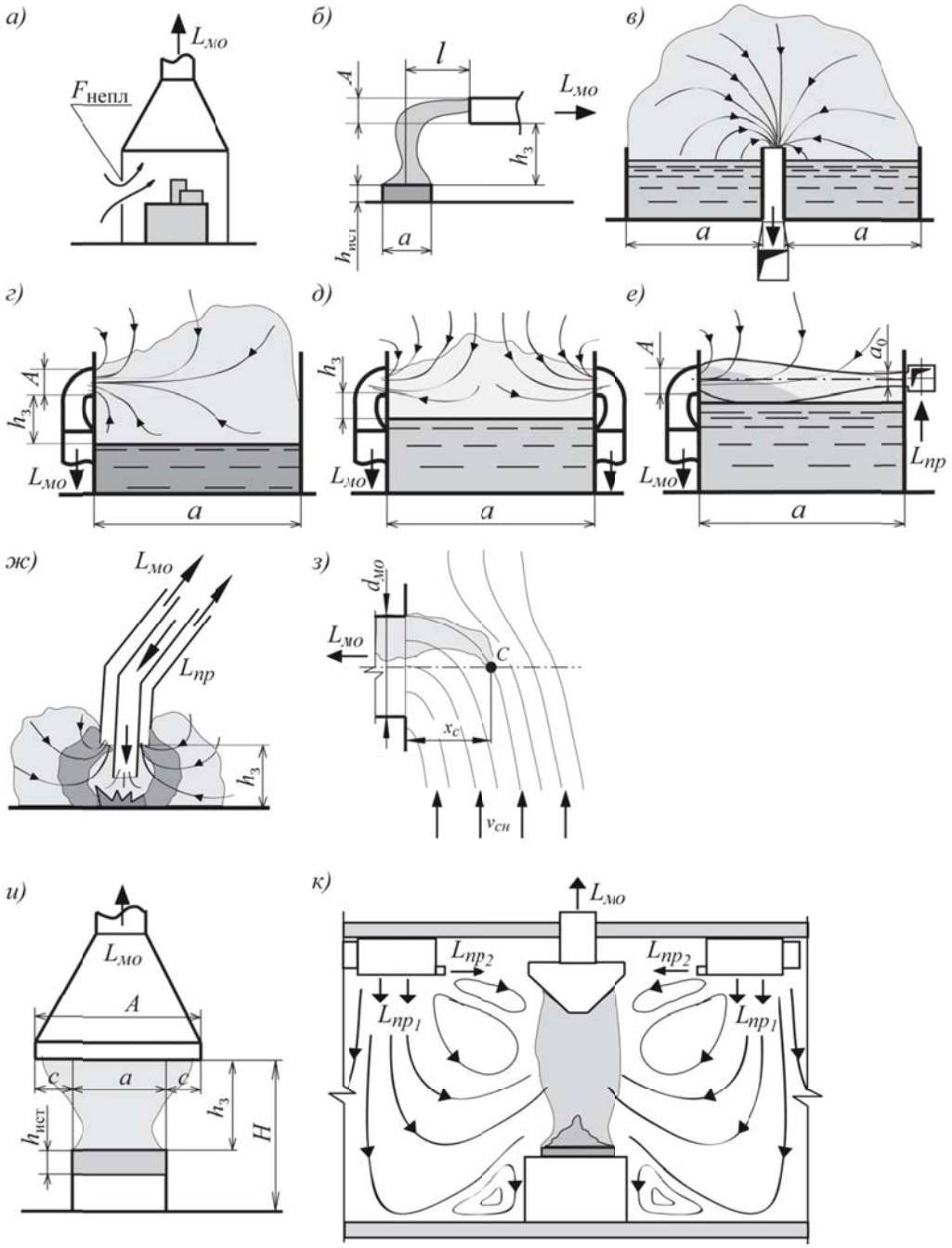


**Рисунок 1. Обобщенные конструкции и характеристики МВУ, исследованные отечественными и зарубежными специалистами (обозначения выделенных цифр 1-13 в подписи к рис. 1 соответствуют опытным точкам на рис. 2)**

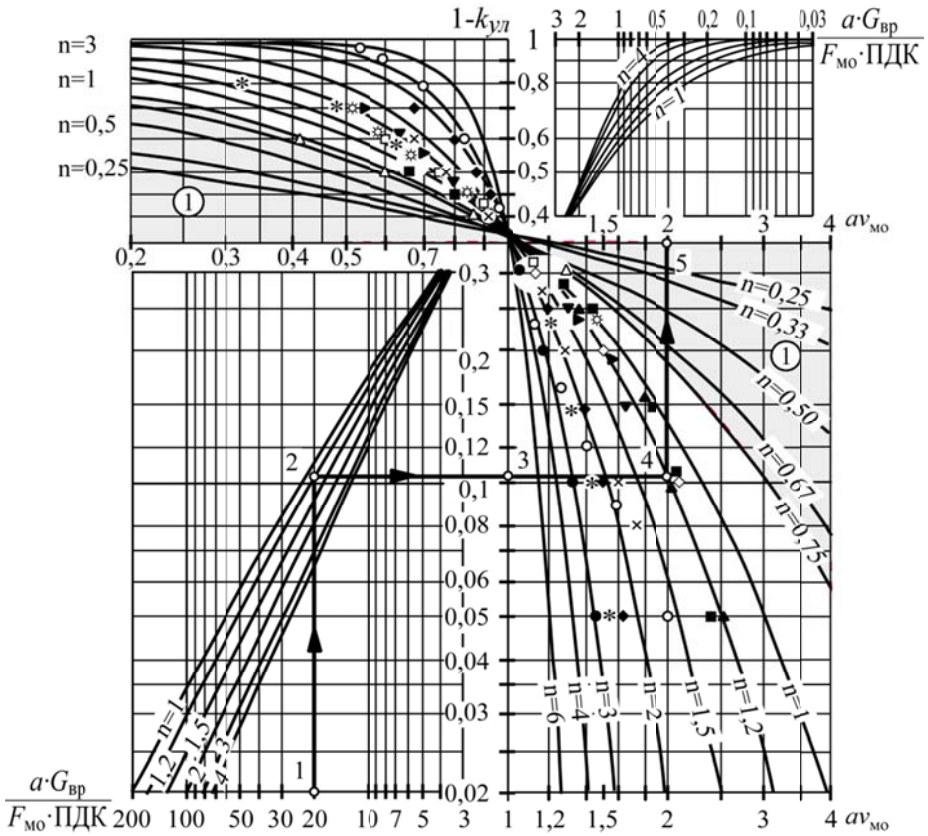


**Рисунок 2. Сводный график теоретически-экспериментальных зависимостей коэффициента улавливания $k_{ул}$ разных МВУ от скорости всасывания для семейства значений $av_{мо}$ и $n$, результаты анализа и обобщения зарубежных исследований по величине ЭЭС и ключ для расчета:**

**● – 1, ▼ – 2, ► – 3, ☼ – 4, ■ – 5, ▲ – 6, ♦ – 7, ○ – 8, □ – 9, × – 10, ∆ – 11, * – 12, ◊ – 13 (объяснение цифр 1…13 – см. подпись к рис. 1), ① – затененная область, где исследования при соответствующих значениях параметров не обнаружены.**

**Ключ: для одностороннего бортового отсоса $G_{вр}$=1,5 мг/с, ПДК=0,3 мг/м$^3$, $F_{мо}$=0,05 м$^2$, используя данные [11] a=0,2 с/м вычисляем комплекс $aG_{вр}/(F_{мо}\cdot ПДК)$=0,2·1,5/(0,05·0,3)=20, по графику рис. 2 $k_{ул.с.опт}$≈0,9, при n=1,2 $av_{мо}$≈2, откуда $v_{мо}$=2/0,2=10 м/с**

**Определение оптимального воздухообмена в СПВ** и соответствующей скорости $(av_{мо})_{опт}$. Преобразуем формулу (1) с учетом зависимости для коэффициента воздухообмена $k_с=(c_{уд}-c_{пр})/(c_{р.з.}-c_{пр})$ и допущений, что $c_{пр}\ll ПДК$, $c_н\ll ПДК$, $c_{р.з.}$=ПДК к виду:

$$L_{пр}=\frac{G_{вр}\cdot(1-k_{ул.с})+L_{мо}ПДК(k_с-1)}{k_с ПДК}. \quad (4)$$

Если $k_с$=1, то формула (4) преобразуется к выражению (5):

$$L_{пр}=\frac{G_{вр}(1-k_{ул.с})}{ПДК}. \quad (5)$$

Чтобы найти рациональное решение, соответствующее минимальному расходу приточного воздуха, вычислим производную от выражения (4) по скорости $v_{мо}$ с учетом зависимости (3) и приравняем ее нулю:

$$\frac{dL_{пр}}{dv_{мо}}=\frac{F_{мо}ПДК(k_с-1)-naG_{вр}\exp\left[-(av_{мо})^n\right]\cdot(av_{мо})^{n-1}}{k_с ПДК}=0. \quad (6)$$

После преобразования выражения (6) получаем условие оптимизации воздухообмена в системе промышленной вентиляции при принятых допущениях, где оно выражено в неявной форме трансцендентного уравнения:

$$\left(av_{\text{мо}}\right)_{\text{опт}} = \left\{ \ln\left[ \frac{aG_{\text{вр}}}{F_{\text{мо}}\text{ПДК}(k_{\text{с}}-1)} n(av_{\text{мо}})_{\text{опт}}^{n-1} \right] \right\}^{1/n}, \qquad (7)$$

справедливого, когда выражение в прямых скобках больше единицы.

Определение искомой скорости всасывания в этом случае производят методом последовательных приближений. Графическое решение уравнения (7) представлено на рис. 3. Если $k_c$=1, то минимальный воздухообмен определяют по рис. 2 и формуле, представленной в статьях [1, 2], а если $k_c$>1, то по рис. 3 и формуле (7).

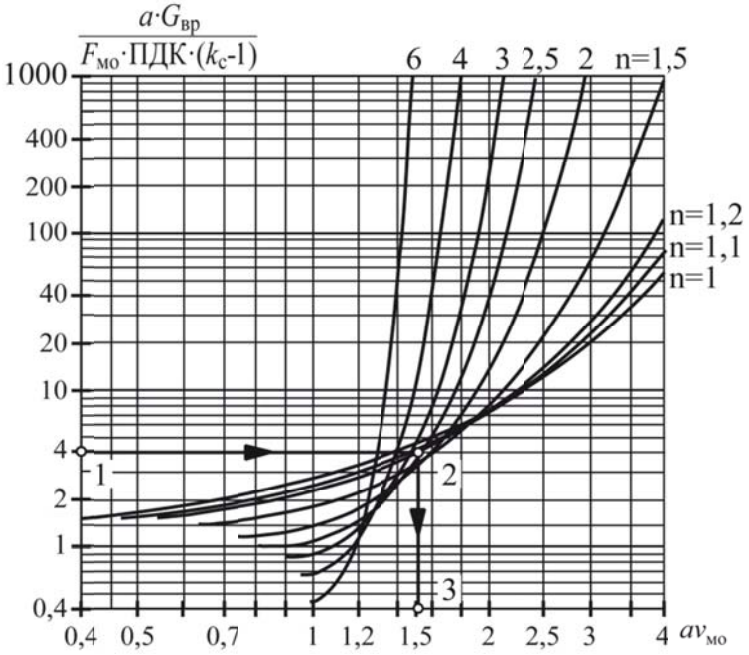


**Рисунок 3. График для определения оптимальной скорости всасывания $(av_{мо})_{опт}$ при $k_c$>1. Ключ: для одностороннего бортового отсоса $G_{вр}$=314 мг/с, ПДК=300 мг/м3, $F_{мо}$=0,05 м$^2$, используя данные [11] рис. 1 находим a=0,2 с/м, n=1,2 при $k_c$=2 комплекс $aG_{вр}/[F_{мо}\cdot ПДК\cdot(2–1)]=0,2\cdot 314/[0,05\cdot 300(2–1)]\approx 4$, далее по графику рис. 3 $(av_{мо})_{опт}\approx 1,5$, откуда $v_{мо.опт}=1,5/0,2=7,5$ м/с**

Выполненные исследования, их систематизация и обобщение позволили разработать инженерную методику расчета оптимального воздухообмена в СПВ и примеры, однако ввиду ограниченного объема статьи они здесь не приводятся, следует обращаться к авторам, которые заинтересованы внедрением исследований в практику проектирования СПВ.

## *Выводы*

Обоснована возможность обобщения многочисленных отечественных и зарубежных исследований, позволяющая решать задачу оптимизации воздухообмена в СПВ. Для этого:

- предложена единая экспоненциально-степенная зависимость (3), справедливая для описания эффективности улавливания различных вредных веществ МВУ разных конструкций, аналогичная зависимости концентрации вещества на удалении от источника в условиях турбулентной диффузии;
- обработано достаточное число опытных данных, полученных разными исследователями, как отечественными, так и зарубежными (рис. 1, 2), что подтвердило возможность использования предложенной единой формулы (3);
- все многообразие конструктивных и режимных параметров, влияющих на эффективность улавливания вредных веществ разнообразными МВУ, стало возможным анализировать, сравнивать и обобщать на основе единого, предложенного и обоснованного понятия ЭЭС – *эквивалентно-эффективной скорости* всасывания, а также величин *a* и *n*;
- предложен метод определения оптимального воздухообмена в производственных помещениях и инженерная методика расчета.

**Литература**


1. Сотников А. Г., Боровицкий А. А. Теоретически-экспериментальное обоснование метода оптимизации воздухообменов в системах промышленной вентиляции // Инженерно-строительный журнал. 2012. №2. С. 32-38.
2. Сотников А. Г., Боровицкий А. А. Теория и пример оптимизации воздухообменов в системах промышленной вентиляции // Мир строительства и недвижимости. 2012. №44. С. 57-60.
3. Боровицкий А. А. Обощение данных по эфективности местных вытяжных устройств // Инновации в строительстве и архитектуре. Владимир, 2012. С. 80–88.
4. Бабынин О. Н., Кулешов Б. Н. Выбор оптимального режима работы местных отсосов // Проектирование отопительно-вентиляционных систем. М.: Сантехпроект, 1967. №3. С. 14–23.
5. Посохин В. Н. Расчет местных отсосов от тепло- и газовыделяющего оборудования. М.: Машиностроение, 1984. 160 с.
6. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Госстрой России. М., 2004. 54 с.
7. Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция: уч.пос. М.: АСВ, 2008. 624 с.
8. Burgess W. A., Ellenbecker W. A., Treitman R. D. Ventilation for control of the work environment // Hoboken: John Wiley & Sons, 2004. 437 p.
9. Niemela R., Lefevre A., Muller J. P., Aubertin G. Comparison of three tracer gases for determining ventilation effectiveness and capture efficiency // British Occupational Hygiene Society. 1990. Vol. 35. №4. Pp. 405-417.
10. Régnier R., Dessagne J. M., Bonthoux F., Aubertin G. Cuves de traitement de surface // Hygiéne et Sécurité du Travail. 1996. №165. Pp. 425-441.
11. Braconnier R., Régnier R., Bonthoux F. Efficacité d'une fente d'aspiration sur une cuve de traitement de surface // Hygiéne et Sécurité du Travail. 1991. №144. Pp. 463-478.
12. Cornu J. C., Muller J. P., Guelin J. C. Torches aspirantes de soudage MIG/ MAG // Hygiéne et Sécurité du Travail. 1991. №145. Pp. 663-670.
13. Flynn M., Ellenbecker M. Capture efficiency of flanged circular local exhaust hoods // The Annals of Occupational Hygiene. 1986. №30 (4). Pp. 497-513.
14. Huang R. F., Lin S. Y., Jan S. Y., Hsieh R. H., Chen Y. K., Chen C. W., Yeh W. Y., Chang C. P., Shih T. S., Chen C. C. Aerodynamic Characteristics and Design Guidelines of Push–Pull Ventilation Systems // British Occupational Hygiene Society. 2005. Vol. 49. №. Pp. 1-15.
15. Li Y., Ho E. C. W., Fracastoro G. V., Perino M. A. A Short note on capture efficiency of kitchen range hoods in a confined space // International Journal on Architectural Science. 2001. Vol. 2. №2. Pp. 46-52.
16. Devienne R., Fontaine J. R., Kicka J., Bonthoux F. Experimental Characterization of a Plume of Passive Contaminant above a Thermal Source: Capture Efficiency of a Fume Extraction Hood // The Annals of Occupational Hygiene. 2009. Vol. 53. №7. Pp. 739-748.
17. Takano S., Sagara K., Yamanaka T., Kotani H. Capture Efficiency and Indoor Thermal Environment inside Commercial Kitchen using Low Radiation Cooking Equipment with Concentrated Exhaust // AIVC 29th Conference, Kyoto, Japan. October 14–16, 2008. Pp. 1-6.
18. Takano S., Yamanaka T., Kotani H., Sagara K., Momoi Y., Iwasaki C. Capture Efficiency of Exhaust Hood for Commercial Kitchen using Low Radiation Cooking Equipment with Concentrated Exhaust // The 9th International Conference on Industrial Ventilation, Zurich, Switzerland. October 18-21, 2009. Pp. 1-6.
19. Popiolek Z., Trzeciakiewicz S., Mierzwinski S. Improvement of a plume volume flux calculation method // Proceedings of the 6th International Conference on Air Distribution in Rooms, Stockholm, Sweden. June 14–17, 1998. Vol. 1. Pp. 423-430.
20. Yik F. W. H., Au P. W. Flow rate and capture efficiency of domestic kitchen exhaust hoods for chinese households // International Journal on Architectural Science. 2002. Vol. 3. №3. Pp. 125-134.
21. Kosonen R., Mustakaillo P. Analysis of Capture and Containment Efficiency of a Ventilated Ceiling // International Journal of Ventilation. 2003. Vol. 2. №1. Pp. 33-43.



**Анатолий Геннадиевич Сотников, Санкт-Петербург, Россия*
*Тел. моб.: +7(921)347-33-92; эл. почта: asotnikov2005@yandex.ru*
***Андрей Александрович Боровицкий, г. Владимир, Россия*
*Тел. моб.: +7(920)628-21-83; эл. почта: borovitsk@mail.ru*


© Сотников А.Г., Боровицкий А.А., 2012

# Определение оптимальных затрат на управление климатическими системами интеллектуального здания

***К.т.н., доцент О.Д. Самарин*;***
***аспирант Е.А. Гришнева,***
*ФГБОУ ВПО Московский государственный строительный университет*

**Ключевые слова**: интеллектуальное здание; энергосбережение; инженерное оборудование; совокупные дисконтированные затраты; срок окупаемости; глубина реализации

Как известно, одной из основных задач при строительстве и эксплуатации здания и его систем обеспечения микроклимата является энергоресурсосбережение. Особое значение данная тема приобретает в настоящее время, в условиях действия Закона РФ «Об энергосбережении …» № 261-ФЗ от 23.11.09. При этом снижение энергопотребления должно достигаться комплексными средствами, включая не только повышение теплозащиты наружных ограждений, но и за счет решений, касающихся инженерного оборудования здания [1].

В странах Западной Европы проблемой энергоэффективности озаботились намного раньше. Начало разработок по экономии энергии при эксплуатации зданий явилось следствием энергетического кризиса 70-х годов, а с 1976 года в большинстве западных стран нормируемый уровень теплозащиты наружных ограждений увеличился в 2–3,5 раза. В настоящее время этот процесс продолжается, требования к используемым теплоизоляционным материалам постоянно повышаются, ужесточаются нормативы по сопротивлениям теплопередаче и смежным параметрам отдельных строительных конструкций и сооружений в целом. В рамках этого подхода была создана концепция пассивного дома, которая заключается в улучшении качества всех компонентов здания и максимальном использовании внешних и внутренних теплопоступлений для компенсации теплопотерь [2–4].

Немаловажную роль в энергосбережении западных стран играет и развитие концепции так называемого «интеллектуального» здания [5], где основными функциями являются эффективное использование энергопотребления, комфортность и безопасность в здании.

Концепция энергосберегающего дома, хотя и с заметным запозданием, но находит признание и в России. До недавнего времени относительная дешевизна энергоносителей в нашей стране не позволяла ощутить максимальный экономический эффект от использования современных теплоизоляционных материалов и соответствующих инженерных решений. Наблюдался такой парадокс: стоимость строительства в нашей стране была ниже уровня мировых цен всего на 20–30%, а стоимость энергоресурсов отличалась в 6–7 раз. Но поскольку Россия взяла курс на построение эффективной экономики и вхождение в мировое сообщество, баланс цен на энергоносители начал восстанавливаться стремительными темпами. Только за три последних года (с 2008 по 2011) цены на тепловую и электроэнергию выросли для разных категорий потребителей на 60–80 % [6, 7]. В особенно явном виде этот процесс будет наблюдаться в связи со вступлением РФ в ВТО в 2012 году.

В связи с этим вопрос строительства энергоэффективных зданий в нашей стране становится одним из ключевых, а проблема рационального использования энергоресурсов приобретает все большее значение. Особенно остро эта проблема встает в коммунальном хозяйстве, которое потребляет до 25% тепловой энергии [8] и примерно такую же долю электрической, производимых в стране. В России на единицу жилой площади зданий постройки до 1995 г., составляющих до сих пор основную часть существующего жилищного фонда, расходуется в 2–3 раза больше энергии, чем в странах Европы (в Германии в настоящее время расход тепловой энергии на отопление составляет 936 МДж/м$^2$, в Швеции – 486 МДж/м$^2$, а для сравнения в РФ – 1530 МДж/м$^2$ [9]), и не столько из-за более сурового климата, сколько благодаря существенно меньшей жесткости строительных стандартов и нормативов.

Многие российские компании (как строящие, так и эксплуатирующие здания) уже пришли к пониманию проблемы энергосбережения и осознанию необходимости применения новейших инженерных решений с привлечением современных теплозащитных материалов, многослойных стеновых конструкций, энергосберегающей сантехники и инженерного оборудования. Аналогичные технологии, но применительно к условиям промышленного производства отделочных материалов, рассматривались и за рубежом в работе [10].

Однако для решения вопроса о составе и оптимальной последовательности операций по монтажу и наладке климатических систем энергоэффективного и особенно «интеллектуального» здания необходимо вначале определить наиболее целесообразный объем инвестиций в инженерные системы и их автоматизацию. В условиях рыночной экономики это можно сделать по величине совокупных дисконтированных затрат (СДЗ). Величину СДЗ, приведенную к концу расчетного срока Т, г., можно определить по следующей формуле [11 – 12]:

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

Здесь К – дополнительные капитальные (инвестиционные) затраты на осуществление мероприятий по оборудованию интеллектуального здания, руб.; Э – годовые эксплуатационные издержки на его функционирование и обслуживание, руб./г.; р – норма дисконта, %. В расчетах ее можно принимать равной ставке рефинансирования ЦБ РФ. В этом случае удается четко выявить критерий экономической целесообразности, который сводится к превышению годовой экономии расходов на тепловую энергию над годовым процентом за кредит или, если капиталовложения осуществляются из собственных средств, над упущенной прибылью, которую можно было бы получить, если вместо затрат на энергосбережение соответствующую сумму положить в банк.

Составляющие затрат при вычислении СДЗ можно вычислить таким образом [13]:

$$Э = Э_т + Э_{эл} + Э_{ам}; \; K = K_0 x. \quad (2)$$

В последнем соотношении коэффициент *x* показывает относительную глубину реализации работ по интеллектуальному оборудованию здания по сравнению с максимально возможной, а параметр $K_0$ представляет собой значение К при *x* = 1. При этом $Э_т$ и $Э_{эл}$ – затраты соответственно на тепловую и электрическую энергию; $Э_{ам}$ – годовые амортизационные отчисления. Они могут быть выражены через величину К и расчетный срок амортизации дополнительного оборудования $T_{ам}$, г.:

$$Э_{ам} = 1{,}5K/T_{ам} = 1{,}5K_0 x/T_{ам}. \quad (3)$$

Коэффициент 1,5 учитывает дополнительные затраты на текущий и капитальный ремонт. Что касается составляющих $Э_т$ и $Э_{эл}$, их можно оценить с помощью ориентировочных зависимостей:

$$Э_m = C_m Q_{m.0}\left(1 - ax + bx^2\right); \; Э_{эл} = C_{эл} Q_{эл.0}\left(1 - acx + bcx^2\right). \quad (4)$$

Здесь $Q_{т.0}$ и $Q_{э.0}$ – соответственно значения годового потребления зданием и его инженерными системами тепловой энергии $Q_т$, Гкал/г., и электрической $Q_э$, кВт·ч/г., при *x* = 1; $C_т$ и $C_{эл}$ – тариф на тепловую энергию, руб./Гкал, и электрическую, руб./(кВт·ч); *a* и *b* – аппроксимационные коэффициенты. На основании анализа результатов, приведенных в [13–14], отношение *b/a* = 3/8, а по данным [15] при *x* = 1 выражение $1 - ax + bx^2 = 0{,}8$ (теплопотребление снижается на 20%), откуда *a* = 0,32; *b* = 0,12. Характер снижения теплопотребления с ростом *x* показан на графике рис. 1.

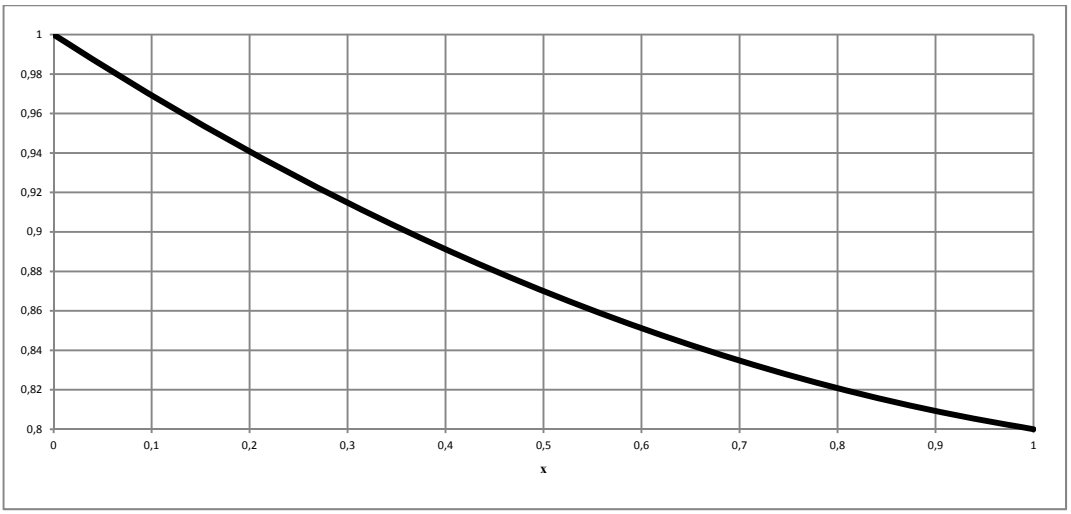


**Рисунок 1. Зависимость снижения энергопотребления здания от относительной глубины реализации работ по интеллектуальному оборудованию здания**

Такой вид зависимости – с постепенным уменьшением экономии на энергозатратах с увеличением *x* – принимается по аналогии с имеющимися исследованиями в этой области [16], касающимися влияния других энергосберегающих мероприятий на теплопотребление здания. Параметр *c* представляет собой коэффициент отклонения снижения электропотребления по сравнению со снижением теплопотребления; *c* = 1,5 [15] (электропотребление снижается в 1,5 раза быстрее).

Теперь найдем производную от *СДЗ* по *x* и приравняем ее к нулю:

$$\frac{d(СДЗ)}{dx} = K_0 \cdot (1+p/100)^T \left(1+1{,}5/T_{ам}\right) - \\ -\left[(a-2bx)C_m Q_{m.0} + (ac-2bcx)C_{эл}Q_{э.0}\right]\left[(1+p/100)^T - 1\right]\cdot(100/p) = 0 \quad (5)$$

Отсюда для оптимального значения *x* получаем следующее выражение:

$$x_{опт} = \frac{\left[(1+p/100)^T - 1\right]\cdot(100/p)\left(aC_m Q_{m.0} + acC_{эл}Q_{э.0}\right) - K_0\cdot(1+p/100)^T\left(1+1.5/T_{ам}\right)}{2\left[(1+p/100)^T - 1\right]\cdot(100/p)\left(bC_m Q_{m.0} + bcC_{эл}Q_{э.0}\right)} = \\ = \frac{a}{2b} - \frac{K_0\cdot(1+p/100)^T\left(1+1.5/T_{ам}\right)}{2\left[(1+p/100)^T - 1\right]\cdot(100/p)\left(bC_m Q_{m.0} + bcC_{эл}Q_{э.0}\right)} = \frac{1}{2b}\left(a - \frac{K_0\left(1+1.5/T_{ам}\right)K_T}{C_m Q_{m.0} + cC_{эл}Q_{э.0}}\right) \quad (6)$$

Здесь $K_T = \frac{(1+p/100)^T}{\left[(1+p/100)^T - 1\right]\cdot(100/p)}$ – коэффициент учета дисконтирования затрат. Легко видеть, что его предельное значение при T→∞ равно p/100. При p = 8% годовых характер изменения $K_T$ представлен на рис. 2.

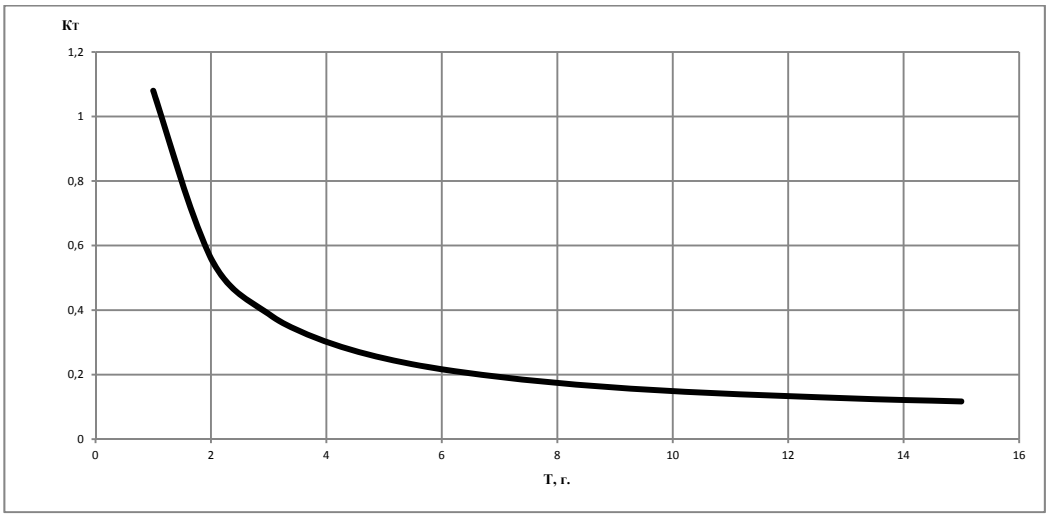


**Рисунок 2. Зависимость коэффициента учета дисконтирования затрат от расчетного срока Т**

Следовательно, чем больше предполагаемый срок окупаемости дополнительных капиталовложений в инженерное оборудование и системы его автоматизации и управления, тем выше оптимальное значение $x_{опт}$. В то же время сам по себе уровень К оказывает на $x_{опт}$ противоположное влияние – при увеличении затрат величина $x_{опт}$ будет падать. Если использовать удельные значения, отнесенные к 1 м$^2$ отапливаемой площади здания и приведенные в работе [15], получим: $K_0$ = 600 руб./м$^2$; $Q_{т.0}$ = 0,31 Гкал/(м$^2$·г.); $Q_{эл.г}$ = 12,4 кВт·ч/(м$^2$·г.); $C_т$ = 1325,7 руб./Гкал; $C_{эл}$ = 2,66 руб./(кВт·ч) по состоянию на 2011 год. Расчетный срок амортизации $T_{ам}$ можно принять равным 15 лет, а Т = 10 лет так же по данным [15], откуда $K_T$ = 0,15. За рубежом имеются аналогичные рекомендации о расчетных сроках окупаемости энергосберегающих мероприятий, например, [17]. Некоторые смежные вопросы рассматривались также в публикации [18]. В этом случае для оптимального уровня $x_{опт}$ находим:

$$x_{опт} = \frac{1}{2b}\left(a - \frac{K_0\left(1+1{,}5/T_{ам}\right)K_T}{C_m Q_{m.0} + cC_{эл}Q_{э.0}}\right) = \frac{1}{2\cdot 0{,}12}\left(0{,}32 - \frac{600\left(1+1{,}5/15\right)\cdot 0{,}15}{1325{,}7\cdot 0{,}31 + 1{,}5\cdot 2{,}66\cdot 12{,}4}\right) = 0{,}437\,.$$

Отсюда оптимальные удельные капиталовложения будут равны 600·0,437 = 262 руб./м$^2$, или 8,75 USD/м$^2$ (при курсе 30 руб./USD).

Таким образом, в рассматриваемом примере экономически целесообразная глубина реализации инженерного оборудования «интеллектуального» дома составляет чуть меньше половины максимально возможного объема, принятого за основу в [15]. Полученная информация может быть использована при решении вопроса о составе и оптимальной последовательности операций по монтажу и наладке климатических систем в подобных объектах, что предполагается осуществить в ходе дальнейших исследований.

**Литература**


1. Горшков А. С. Энергоэффективность в строительстве: вопросы нормирования и меры по снижению энергопотребления зданий // Инженерно-строительный журнал. 2010. №1. С. 9–13.
2. Файст В. Основные положения по проектированию пассивных домов / Пер. с нем. с доп. под ред. Елохова А. Е. М.: АСВ, 2008. 144 с.
3. Feist W. Das Niedrigenergeihaus. 4.Auflage. Heidelberg: C.F.Müller Verlag, 1997. 144 p.
4. Lapinskiene V, Paulauskaite S, Motuziene V. The analysis of the efficiency of passive energy saving measures in office buildings // Pap. of the 8-th conf. “Environmental engineering” of VGTU. Vilnius, 2011. Pp. 769 – 775.
5. Harke W. Smart Home. Vernetzung von Haustechnik und Kommunikationssystemen im Wohnungsbau. Heidelberg: C.F.Müller Verlag, 2004. 288 p.
6. Мосэнергосбыт. Тарифы. Тарифы для частных клиентов. Тарифы на 2011 год. [Электронный ресурс]. Систем. требования: AdobeAcrobatReader. URL: http://www.mosenergosbyt.ru/portal/page/portal/site/tarifs/physical_person_tarifs/#y9u9. (Дата обращения: 20.12.2011).
7. Московская объединенная энергетическая компания. Тарифы. Сведения об утвержденных тарифах для ОАО «МОЭК» на 2011 год. [Электронный ресурс]. Систем. требования: AdobeAcrobatReader. URL: http://www.oaomoek.ru/ru/content/view/414/119/ (Дата обращения: 20.12.2011).
8. Дмитриев А. Н. Управление энергосберегающими инновациями в строительстве зданий. М.: АСВ, 2000. 320 с.
9. Комков В. А., Тимахова Н. С. Энергосбережение в жилищно-коммунальном хозяйстве. М.: ИНФРА-М, 2010. 320 с.
10. Kapliński O. Information technology in the development of the polish construction industry // Technological and economic development of economy. 2009. №15 (3). Pp. 437–452.
11. Гагарин В. Г. Методы экономического анализа повышения уровня теплозащиты ограждающих конструкций зданий. Часть 1 // АВОК, 2009. №1. С. 10–16.
12. Гагарин В. Г. Макроэкономические аспекты обоснования энергосберегающих мероприятий при повышении теплозащиты ограждающих конструкций зданий // Строительные материалы. 2010. №3. С. 8–16.
13. Самарин О. Д. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. М.: АСВ, 2011. 128 с.
14. Самарин О. Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность. 2-е изд. М.: АСВ, 2011. 296 с.
15. Самарин О. Д., Гришнева Е. А. Оценка экономической целесообразности системы управления интеллектуальным зданием // Монтажные и специальные работы в строительстве. 2012. №2. С. 12-14.
16. Лобов О. И., Ананьев А. И., Абарыков В. П., Синютин А. Е. Физические основы проектирования фасадных систем зданий // Кровельные и изоляционные материалы. 2009. №2. С. 40–43.
17. 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. Pp. 875–881.
18. Šliogerienė J., Kaklauskas A., Zavadskas E. K., Bivainis J., Seniut M. Environment factors of energy companies and their effect on value: analysis model and applied method // Technological and economic development of economy. 2009. №15 (3). Pp. 490–521.


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

© Самарин О.Д., Гришнева Е.А., 2012

# Модель остаточного ресурса инженерных систем с высоким уровнем износа

***Старший преподаватель Т.Н. Солдатенко*,***
*ФГБОУ ВПО Санкт-Петербургский государственный политехнический университет*

**Ключевые слова**: состояние объектов инженерных систем; остаточный ресурс; функция принадлежности; индивидуальное прогнозирование

Одним из важнейших условий социально-экономического развития страны является устойчивость оказания социальных услуг, в том числе жилищно-коммунальных, к которым относятся горячее и холодное водоснабжение, теплоснабжение и т. д. [1]. Они реализуются в ходе деятельности социально-экономических систем коммунального хозяйства, которое переживает в настоящее время крайне сложный и ответственный период реформирования. Нормативные требования к уровню оказания жилищно-коммунальных услуг достаточно высоки [2]. Для их выполнения необходимо обеспечить не только требуемую прочность конструкций зданий и сооружений [3], но и работоспособность объектов инженерных систем (ОИС) [4, 5]. Для этого необходимо определять текущее техническое состояние ОИС и прогнозировать величину остаточного ресурса для исключения достижения этими объектами своего предельного состояния [6, 7]. О важности решения этой задачи говорит появление нового нормативного документа [8].

Однако в последние годы наблюдается усложнение условий поддержания работоспособности ОИС в силу существенного повышения уровня неопределенности в деятельности управляющих зданиями организаций. Основными причинами этой ситуации являются происходящие в нашей стране социально-экономические изменения. Во-первых, функционирование социально-экономических систем коммунального хозяйства происходит в условиях усиливающейся конкурентной среды и децентрализации предприятий коммунального хозяйства. Это резко снижает возможности обобщения статистических данных об однотипных ОИС для прогнозирования наступления их предельного состояния. Во-вторых, значительная часть объектов инженерных систем, с помощью которых обеспечивается предоставление коммунальных услуг потребителям, имеет существенный физический и моральный износ. По данным Министерства регионального развития РФ в среднем по России физический износ котельных достиг 55%, коммунальных сетей водопровода – 65%, канализации и тепловых сетей – 63%, электрических сетей – 58%, водопроводных насосных станций – 65%, канализационных насосных станций – 57%, очистных сооружений водопровода – 54% и канализации – 56%. По отдельным муниципальным образованиям износ коммунальной инфраструктуры составляет 70-80% и увеличивается на 2-3% в год. Около 30% основных фондов коммунального хозяйства уже полностью отслужили нормативные сроки. Это снижает возможности по планированию и осуществлению необходимых управляющих мероприятий технической эксплуатации применительно к объектам инженерных систем и конструкциям зданий и сооружений [9]. Выходом из создавшегося положения является применение методов индивидуального прогнозирования остаточного ресурса ОИС. При этом дополнить ограниченную ретроспективную и текущую информацию о состоянии объектов инженерных систем в значительном большинстве случаев могут только эксперты.

Для снижения уровня неопределенности при эксплуатации зданий и сооружений [10, 11], а также их инженерных сетей и систем, в последние годы на основе экспертных заключений разработано несколько перспективных подходов [12, 13, 14, 15]. Их отличает использование аппарата нечеткой логики для определения оценки состояния объектов по результатам обследования систем зданий. Однако вопросы индивидуального прогнозирования остаточных ресурсов объектов инженерных систем в условиях существенной неопределенности в известной литературе рассмотрены недостаточно полно [16, 17]. Новизной рассматриваемой в статье параметрической модели определения остаточных ресурсов ОИС является совместное использование ретроспективной и текущей информации о наблюдаемом тренде состояния объекта и экспертных заключений о возможных (нечетких) значениях границ его предельного состояния. Такой подход является актуальным для современного состояния системы технического обслуживания и ремонта зданий и сооружений. Он позволяет более эффективно расширять информационную базу принятия решений о планировании и проведении необходимых управляющих воздействий на объекты инженерного оборудования зданий и сооружений по сравнению с другими известными методами [18, 19].

Объектом рассмотрения в настоящей статье выступают инженерные системы зданий. Предметом исследования является остаточный ресурс до достижения указанными объектами своего предельного состояния. Практическая значимость получаемых результатов состоит в том, что при рассмотренном подходе создаются предпосылки к повышению объективности подготовки и принятия решений предприятиями коммунального хозяйства по обеспечению устойчивости оказания коммунальных услуг. Перейдем к изложению существа предлагаемого подхода.

При разработке модели для индивидуального прогноза изменения технического состояния ОИС зданий и сооружений использовались определенные теоретические и экспериментальные предпосылки.

## *Теоретические предпосылки разработки модели индивидуального прогноза остаточного ресурса объектов инженерных систем*

Для обоснования вида математической модели предполагается, что техническое состояние ОИС характеризует доступный для контроля параметр $y(t)$ или совокупность параметров, изменяющихся независимо друг от друга. Описание процесса изменения $y(t)$ позволяет оценить величину остаточного ресурса ОИС по событию пересечения параметром его границ поля допуска (ГПД). Для конкретных типов ОИС значения интервала $\Delta_{ПД}$ ГПД задаются техническими условиями (ТУ), в которых указываются предельные значения нижней $y_н$ и верхней $y_в$ границ поля допуска [20]. В нормативных документах и научной литературе $\Delta_{ПД}$ в настоящее время рассматривается как неизменный во времени показатель, описываемый в терминах классической («четкой») математики [4, 6, 16]. В то же время результаты анализа эксплуатации достаточно большого числа сложных технических объектов [21] показывают, что при высокой степени их износа границы $\Delta_{ПД}$ по техническим условиям могут не в полной мере соответствовать допущению об их неизменности. Оценки $\Delta_{ПД}$ могут уточняться экспертными методами [22]. Это обстоятельство можно использовать для уточнения показателей остаточного ресурса ОИС и расширения возможностей по управлению состоянием комплекса ОИС здания в условиях финансовых и временных ограничений.

## *Экспериментальная база математического моделирования остаточного ресурса ОИС*

Для принятия решения о классе модели остаточного ресурса в соответствии с предпосылками ее создания было проведено экспериментальное обследование крупной инженерной системы теплоснабжения комплекса производственных и жилых зданий. Объектами исследования выступили установки различного назначения и типов, в том числе: подпиточные насосы типа 4АМН180МЧУЗ; конденсатные насосы типа 1КС-20-50 АИРП2М243; питательные насосы типа ЦНСГ-38-154 АИР180М2У3; сетевые насосы типа Д315-71; насосы горячего водоснабжения «Grandforce» различной производительности (фото на рис. 1 и рис. 2).

**Рисунок 1. Обследуемый ОИС с высоким уровнем расхода установленного ресурса**

**Рисунок 2. Общий вид одной из подсистем теплоснабжения**

Для анализируемых ОИС исследовались параметры, которые в соответствии с эксплуатационной документацией характеризуют техническое состояние объектов. Для данного класса ОИС инженерной системы теплоснабжения основными являются параметры вибрации: виброскорость, виброперемещение и температура подшипникового узла [23]. Для мониторинга состояния ОИС использовались средства неразрушающего контроля: пирометр и виброметр.

На основе обобщения эксплуатационных данных установлено, что сроки эксплуатации ряда ОИС значительно превышают установленные по техническим условиям, на них проведены как плановые, так и неплановые ремонты. Кроме этого, сделаны выводы о монотонности процессов изменения параметров их состояния и возможности экспертного оценивания ГПД для ОИС, имеющих высокий расход ресурса.

## *Аналитическое описание модели остаточного ресурса ОИС*

При решении задачи прогнозирования остаточного ресурса ОИС зданий можно выделить два этапа: первый этап – разработка модели процесса изменения состояния ОИС; второй этап – идентификация разработанной модели по имеющимся данным [24, 25]. Установим, что показатели модели параметра $y(t)$ должны характеризовать тенденцию к постепенному ухудшению состояния ОИС и приближению его к ГПД. При этом модель параметра $y(t)$ должна быть по возможности достаточно простой и позволять комплексное использование ретроспективных и текущих данных о параметре с экспертными заключениями о свойствах ОИС. Перечисленным требованиям удовлетворяет следующий подход к моделированию. Введем предположение о том, что одномерный закон распределения $y(t)$ в каждом из сечений времени является нормальным с переменным математическим ожиданием и дисперсией. Результаты проведенного эксперимента позволили обосновать, что математическое ожидание параметра $y(t)$ может быть описано регрессионной моделью $y_{пр}(t)$ его тренда в следующей форме:

$$y_{пр}(t) = d_0 + d_1 \cdot t + \varepsilon, \tag{1}$$

где $d_0$, $d_1$ – коэффициенты уравнения регрессии; $\varepsilon$ – нормально распределенная величина погрешности прогнозирования.

Первых два слагаемых в модели (1) характеризуют неустранимое ухудшение ОИС, обусловленное факторами старения и неблагоприятного воздействия среды функционирования ОИС. Предположим, что с некоторой периодичностью проведено $n$ измерений параметра $y(t)$. Как правило, контроль состояния параметров ОИС зданий предусматривается конструкторской и эксплуатационной документацией в рамках системы технического обслуживания и ремонтов зданий и сооружений и используется в расчетах стратегий управления состоянием этих объектов [7, 26]. В случае необходимости возможно проведение специально организованного мониторинга ОИС, хотя это и требует дополнительных затрат. Достижение предельного состояния ОИС количественно характеризуется вероятностью и временем пересечения параметром $y(t)$ его ГПД на заданном интервале времени. Оценки коэффициентов $d_0$, $d_1$ могут быть сравнительно просто получены по известным соотношениям [27] на основе накопленной ретроспективной информации о состоянии ОИС за $n$ предыдущих интервалов времени. Это является достоинством рассматриваемой модели.

Пусть показатели $y_н$ и $y_в$ ГПД представляют собой нечеткие числа $\underset{\sim}{y}_н$ и $\underset{\sim}{y}_в$. В этом случае ГПД параметра $y(t)$ является также нечеткой величиной $\underset{\sim}{\Delta}_{ПД}$, которая имеет следующее представление:

$$\underset{\sim}{\Delta}_{ПД}(y(t)) = \left\{ \Delta_{ПД}, \underset{\underset{\sim}{\Delta}_{ПД}}{\mu(\Delta_{ПД}(y(t)))} \right\}, \tag{2}$$

где $\underset{\underset{\sim}{\Delta}_{ПД}}{\mu(\Delta_{ПД}(y(t))}$ – функция принадлежности $\underset{\sim}{\Delta}_{ПД}$.

Методика прямого экспертного оценивания функций принадлежности нечётких множеств $\underset{\sim}{y}_н$ и $\underset{\sim}{y}_в$ ГПД $\underset{\sim}{\Delta}_{ПД}$ параметра $y(t)$ достаточно подробно рассмотрена в известной литературе по теории нечеткой математики [28]. Для соотношения (2) необходимо использовать по возможности наиболее простые ФП, например LR-типа, колоколообразные и иные с небольшим числом параметров. При сделанных допущениях вероятность $\underset{\sim}{P}(t)$ невыхода $y_{пр}(t)$ за нечеткие ГПД $\underset{\sim}{\Delta}_{ПД}$ на интервале $[0,t]$ имеет следующий вид:

$$\underset{\sim}{P}(t) = BEP\left\{\underset{\sim}{y}_н \le y_{пр}(t) \le \underset{\sim}{y}_в\right\} = \int_{\underset{\sim}{y}_н}^{\underset{\sim}{y}_в} w(x,t)dx\,, \tag{3}$$

где $w(x,t)$ – одномерная плотность распределения значения параметра $y(t)$ в момент времени прогноза $t$, которая при сделанных допущениях имеет вид:

$$w(x,t) = \frac{1}{\sqrt{2\cdot\pi\cdot D\left[y_{пр}(t)\right]}}\cdot\exp\left(-\frac{\left(x-y_{пр}(t)\right)^2}{2\cdot D\left[y_{пр}(t)\right]}\right)\cdot \tag{4}$$

Оценка дисперсии $D\left[y_{пр}(t)\right]$ прогноза вычисляется с помощью соотношения:

$$D\left[y_{пр}(t)\right] = \left[\frac{n+1}{n} + \frac{3\cdot\left(n+2\cdot n_{пр}-1\right)^2}{n\cdot(n^2-1)}\right]\cdot\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(y(t_i)-y_{пр}(t_i)\right)^2}{n-2}\,, \tag{5}$$

где $n_{пр}$ – значение горизонта прогноза.

Нечетко-статистическая оценка $\underset{\sim}{t}^{(OP)}$ остаточного ресурса ОИС до достижения предельного состояния при использовании предлагаемой модели индивидуального прогноза изменения технического состояния конкретного ОИС определяется из условия:

$$\underset{\sim}{P}(t^{(OP)}) = \underset{\sim}{P}^{(гр)}\,, \tag{6}$$

где $\underset{\sim}{P}^{(гр)}$ – граничное значение для нечеткой вероятности $\underset{\sim}{P}(t)$, устанавливаемое экспертным способом.

Граничное значение $\underset{\sim}{P}^{(гр)}$ является своего рода аналогом $\gamma$-вероятности, применяемой для оценивания $\gamma$-процентного уровня расхода ресурса технического объекта [29]. Отличие состоит в его нечетком характере, что позволяет использовать опыт и знания экспертов применительно к конкретным условиям эксплуатации ОИС. Рассмотрим применение модели остаточного ресурса и способа идентификации ее компонентов на расчетном примере.

## *Расчетный пример*

**Дано**

Пусть техническое состояние объекта инженерной системы характеризуется параметром $y(t)$ с двухсторонним полем допуска, имеющим следующие границы по ТУ $y_{ТУ}^{(н)} = 230$ и $y_{ТУ}^{(в)} = 290$.

Экспертные оценки ГПД оценены как нечеткие числа $\underset{\sim}{y}^{(н)}$ и $\underset{\sim}{y}^{(в)}$ с колоколообразными ФП. Значения экспертно установленных границ находятся в интервале $[210,310]$. Ретроспективные результаты контроля параметра $y(t)$ приведены в табл. 1.

***Таблица 1.***

| Номер интервала контроля | Результат контроля параметра |
|---|---|
| 1 | 258,00 |
| 2 | 263,00 |
| 3 | 268,00 |
| 4 | 267,00 |
| 5 | 271,00 |
| 6 | 278,00 |

**Необходимо**

Получить оценки остаточного ресурса рассматриваемого ОИС.

**Решение**

Для исходных данных, приведенных в табл. 1, получены следующие оценки коэффициентов регрессии $d_0 = 255,20$, $d_1 = 3,51$. Характер изменения экспериментальных и расчетных данных приведен на рис. 3.

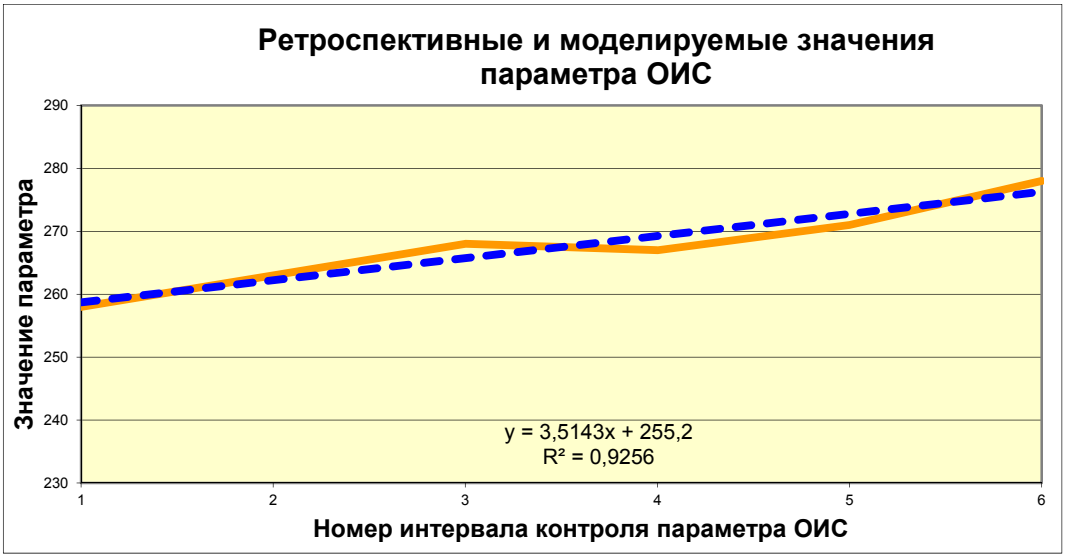


**Рисунок 3. Характер изменения экспериментальных и расчетных данных**

**Рисунок 4. Одномерные законы распределения моделируемых значений параметра по интервалам прогноза**

Вид одномерных плотностей распределения $w(x, n_{пр})$ значений параметра $y(t)$ по горизонту $n_{пр}$ прогноза при установленных в модели допущениях представлен на графиках рис. 4.

Графики, представленные на рис. 6, отражают тенденцию к снижению точности прогноза (увеличение разброса значений параметра при увеличении горизонта прогноза). Результаты расчета нечеткой вероятности $\underset{\sim}{P}(t)$ невыхода параметра ОИС за экспертно установленные ГПД для конкретного сечения времени прогноза представлены на рис. 5.

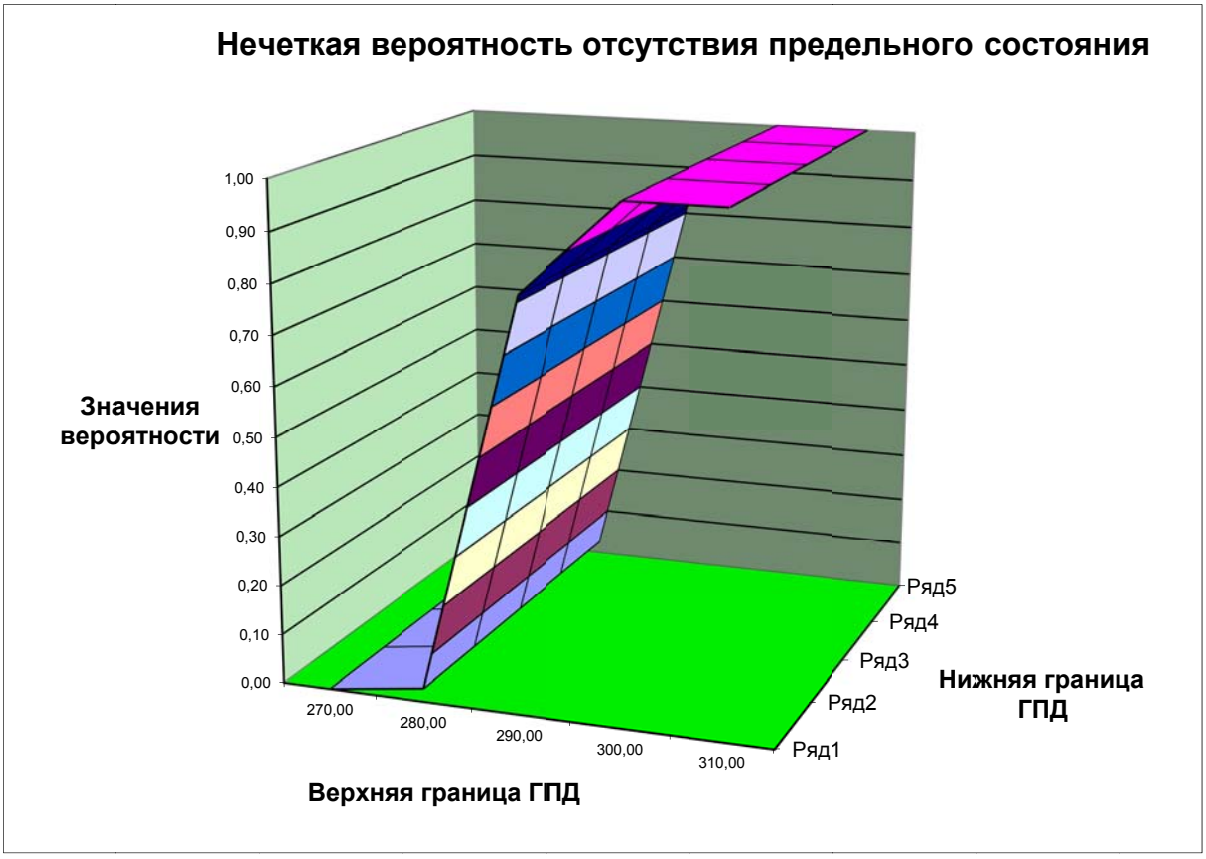


**Рисунок 5. Нечеткая вероятность невыхода параметра ОИС за экспертно установленные ГПД при конкретном сечении времени прогноза**

Расчетная вероятность $\underset{\sim}{P}(t)$ представляет собой поверхность в трехмерном пространстве. Динамика изменения нечеткой вероятности $\underset{\sim}{P}(t)$ недостижения ОИС своего предельного состояния при нескольких значениях интервалов прогноза в соответствии с разработанной моделью (2) и (3) представлена на рис. 6.

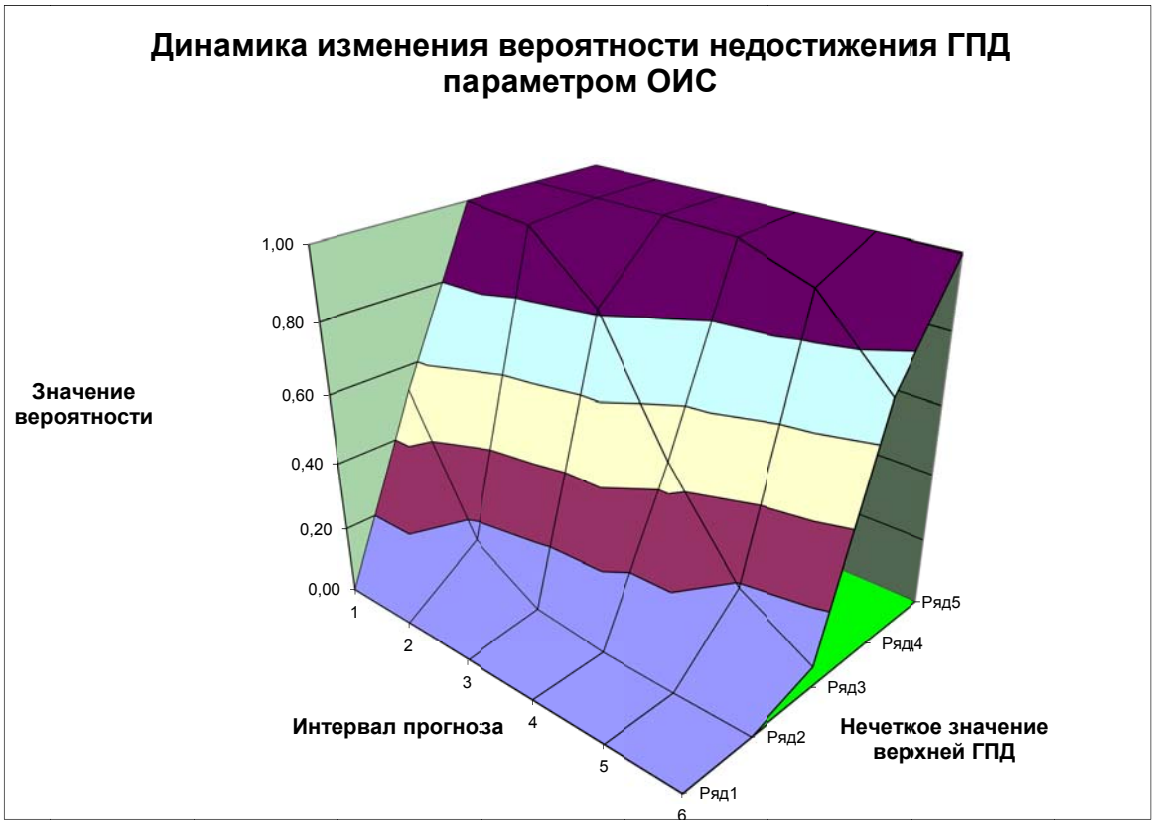


**Рисунок 6. Динамика изменения нечеткой вероятности отсутствия предельного состояния ОИС в зависимости от величины интервала прогноза и нечеткой верхней ГПД**

Решение задачи определения оценки величины $\underset{\sim}{t}^{(OP)}$ остаточного ресурса ОИС в соответствии с соотношением (6) иллюстрируется графиком на рис. 7.

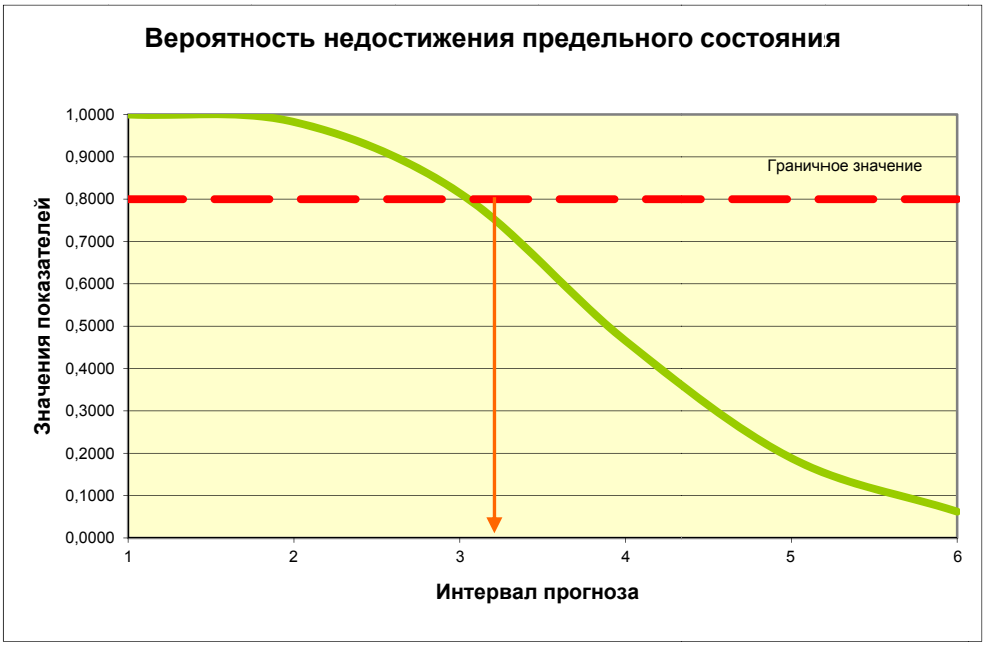


**Рисунок 7. Определение величины остаточного ресурса ОИС**

На графике рис. 7 представлена проекция нечеткой вероятности $\underset{\sim}{P}(t)$ недостижения ОИС своего предельного состояния при зафиксированном значении верхней ГПД. Абсцисса точки пересечения $\underset{\sim}{P}(t)$ и $\underset{\sim}{P}^{(гр)} = 0,8$ определяет оценку искомого показателя $\underset{\sim}{t}^{(OP)}$ фактического остаточного ресурса ОИС.

## Выводы

На основе представленного материала можно сделать следующие выводы. Рассмотренный в статье подход к оцениванию остаточного ресурса ОИС при значительной степени износа позволяет более точно и полно учесть фактические возможности целевого применения объектов инженерных систем, имеющих большие сроки эксплуатации и высокую степень неопределенности состояния. Основной особенностью разработанной модели является ее комплексность при объединении статистической ретроспективной информации и знаний и опыта экспертов. Это позволяет расширить информационную базу принятия решения о необходимости проведения ремонта, модернизации или замены объекта инженерной системы здания для обеспечения устойчивости оказания коммунальных услуг населению.

## Заключение

Анализ известных работ, посвященных оценке фактического состояния объектов инженерных систем зданий, показал, что в рассматриваемых методах и моделях не в полной мере учитывается неопределенность, обусловленная высокой степенью износа ОИС, что, в свою очередь, может привести к возможным колебаниям их границ поля допуска и неточному определению остаточного ресурса. Выходом из создавшегося положения является совершенствование оценки остаточного ресурса ОИС в направлении объединения статистической информации со знаниями и опытом экспертов, выраженными в терминах математического аппарата нечеткой логики.

В статье обоснована актуальность разработки моделей оценивания остаточного ресурса ОИС по их параметрам, доступным для наблюдения. С помощью предлагаемого подхода снижается уровень неопределенности при определении мер по совершенствованию инженерных систем зданий для обеспечения их требуемой долговечности. Данный подход может найти практическое применение в управляющих зданиями организациях, при планировании и обосновании мероприятий по поддержанию работоспособного состояния инженерных систем.

**Литература**


1. Кобилев А. Г., Кирнев А. Д., Рудой В. В. Муниципальное управление и социальное планирование в муниципальном хозяйстве. Ростов-на-Дону: Феникс, 2007. 608 с.
2. ГОСТ Р 51617-2000. Жилищно-коммунальные услуги. Общие технические условия.
3. Рогонский В. А., Кострица А. И., Шеряков В. Ф. и др. Эксплуатационная надежность зданий и сооружений. СПб.: ОАО Издательство «Стройиздат СПб», 2004. 272 с.
4. Поршнев В. Н., Привен Е. М., Битиев А. В. Принципы обеспечения надежности функционирования системы водоснабжения. // Водоснабжение и санитарная техника. 2007. №7. Ч. 1. С. 40.
5. Merenkov A., Sennova E., Sumarokov S. Optimization of development of heat and water supply system // Sov. Techn. Rev., A, Energy. New York: Harwood Academic Publ. GmbH, 1994. Vol. 6.1. Part 4. Pp. 1-31.
6. Эксплуатация систем водоснабжения, канализации и газоснабжения: Справочник // Под ред. В. Д. Дмитриева, Б. Г. Мишукова. Л.: Стройиздат, Ленигр. отделение, 1988. 338 с.
7. Положение об организации, проведении реконструкции, ремонта и технического обслуживания жилых зданий, объектов коммунального хозяйства и социально-культурного назначения. Приказ Госкомархитектуры Госстроя СССР №312 от 23.11.1988. С. 58-88.
8. Методические рекомендации по определению технического состояния систем коммунальной инфраструктуры. Рекомендательное письмо Министерства регионального развития Российской Федерации от 26 апреля 2012 г. № 9905-АП/14.
9. ГОСТ Р 53778-2010. Здания и сооружения. Правила обследования и мониторинга технического состояния.
10. Уткин В. С., Уткин Л. В. Экспертный метод определения физического износа зданий // Промышленное и гражданское строительство. 2000. №1. С. 48.
11. Соколов В. А. Построение решения для оценки технического состояния конструктивных систем зданий и сооружений с использованием вероятностных методов распознавания // Инженерно-строительный журнал. 2010. №6. С. 48-57.
12. Liu K. F. R. A Possibilistic Petri Net Model for Diagnosing Cracks in RC Structures // Computer-Aided Civil and infrastructure Engineering. 2003. Vol. 18. Pp. 426-439.

13. Shtovba S., Rotshtein A., Pankevich O. Fuzzy Rule Based System for Diagnosis of Stone Construction Cracks of Buildings // Advances in Computational Intelligence and Learning, Methods and Applications (Eds.: H. Zimmermann H-J, Tslentis G., van Someren M., Dounias G.) Kluwer Academic Publishers: Dordrecht, 2002. Pp. 401-412.

14. Солдатенко Т. Н. Модель идентификации и прогноза дефектов строительной конструкции на основе нечеткого анализа причин их появления // Инженерно-строительный журнал. 2011. №7 (25). С. 52-61.

15. Панкевич О. Д., Штовба С. Д. Діагностування тріщин будівельних констркцій за допомогою нечітких баз знань. Монографія. Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2005. 108 с.

16. Алексеев М. И., Ермолин Ю. А. Вероятностные характеристики времени наработки между отказами восстанавливаемых объектов водопроводно-канализационного хозяйства // Водоснабжение и санитарная техника. 2009. №5. С. 26.

17. Kim Y. W., Kim S. C. Cost analysis of information technology-assisted quality inspection using activity-based costing. Construction Management &Economics. 2011. Vol. 29. №2. Pp. 163-172.

18. Величкин В. З., Солдатенко Т. Н. Модель интеллектуальной поддержки принятия решений по управлению состоянием строительных конструкций зданий // Инженерно-строительный журнал. 2012. №3. С. 74-82.

19. Engelund S., Sorensen J., Sorensen B. Evaluation of Repair and Maintenance Strategies for Concrete Coastal Bridges on a Probabilistic Basis. ACJ Materials Journal. 1999. Vol. 96. №2. Pp. 160-166.

20. Шаров В. В. Методика прогнозирования отказов электрооборудования в условиях эксплуатации // Промышленная энергетика. 2009. №4. С. 13-19.

21. Миронов А. Н. Теоретические основы и методы многомодельного прогнозирования долговечности сложных военно-технических систем космического назначения. МО РФ, 2000. 430 с.

22. Прикладные нечеткие системы. Пер. с япон. Асаи К., Ватада Д., Иван С. и др. Под ред. Тэрано Т., Асаи К., Сугэно М. М.: Мир, 1993. 368 с.

23. Мачнев В. А. Прогнозирование остаточного ресурса по результатам вибрационного диагностирования // Нива Поволжья. 2012. №1. С. 83-87.

24. Солдатенко Т. Н. Экспертно-статистический метод оценивания параметров управляющих воздействий на инженерные сети зданий в условиях неопределенности // Инженерно-строительный журнал. 2011. №5. С. 60-66.

25. Алексеев А. А., Кораблев Ю. А., Шестопалов М. Ю. Идентификация и диагностика систем: учеб. для студ. высш. учеб. заведений. М.: Издательский центр «Академия», 2009. 352 с.

26. Солдатенко Т. Н. Программа обслуживания комплекса жизнеобеспечения здания, оптимальная по нескольким критериям // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2011. №2 (120). С. 81-86.

27. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. Учебник. 10-е изд., стереотип. М.: Высшая школа, 2006. 575 с.

28. Борисов А. Н., Крумберг О. А., Федоров И. П. Принятие решений на основе нечетких моделей: Примеры использования. Рига: Зинатне, 1990. 184 с.

29. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Термины и определения.

*Тамара Николаевна Солдатенко, Санкт-Петербург, Россия
Тел. раб.: +7(812)297-59-49; эл. почта: soldatenko-tn@bk.ru

© Солдатенко Т.Н., 2012

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


**Инженерно-строительный факультет**
**Курсы повышения квалификации и профессиональной переподготовки**

***195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29,***
***тел/факс: 552-94-60, www.stroikursi.spbstu.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 «Промышленное и гражданское строительство» |
|---|
| Программа включает учебные разделы: |
| • ***Основы строительного дела***<br>• ***Инженерное оборудование зданий и сооружений***<br>• ***Технология и контроль качества строительства***<br>• ***Основы проектирования зданий и сооружений***<br>• ***Автоматизация проектных работ с использованием AutoCAD***<br>• ***Автоматизация сметного дела в строительстве***<br>• ***Управление строительной организацией***<br>• ***Управление инвестиционно-строительными проектами. Выполнение функций заказчика-застройщика*** |
| **П-02 «Экономика и управление в строительстве»** |
| Программа включает учебные разделы: |
| • ***Основы строительного дела***<br>• ***Инженерное оборудование зданий и сооружений***<br>• ***Технология и контроль качества строительства***<br>• ***Управление инвестиционно-строительными проектами. Выполнение функций заказчика-застройщика и генерального подрядчика***<br>• ***Управление строительной организацией***<br>• ***Экономика и ценообразование в строительстве***<br>• ***Управление строительной организацией***<br>• ***Организация, управление и планирование в строительстве***<br>• ***Автоматизация сметного дела в строительстве*** |
| **П-03 «Инженерные системы зданий и сооружений»** |
| Программа включает учебные разделы: |
| • ***Основы механики жидкости и газа***<br>• ***Инженерное оборудование зданий и сооружений***<br>• ***Проектирование, монтаж и эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования***<br>• ***Проектирование, монтаж и эксплуатация систем отопления и теплоснабжения***<br>• ***Проектирование, монтаж и эксплуатация систем водоснабжения и водоотведения***<br>• ***Автоматизация проектных работ с использованием AutoCAD***<br>• ***Электроснабжение и электрооборудование объектов*** |
| **П-04 «Проектирование и конструирование зданий и сооружений»** |
| Программа включает учебные разделы: |
| • ***Основы сопротивления материалов и механики стержневых систем***<br>• ***Проектирование и расчет оснований и фундаментов зданий и сооружений***<br>• ***Проектирование и расчет железобетонных конструкций***<br>• ***Проектирование и расчет металлических конструкций***<br>• ***Проектирование зданий и сооружений с использованием AutoCAD***<br>• ***Расчет строительных конструкций с использованием SCAD Office*** |
| **П-05 «Контроль качества строительства»** |
| Программа включает учебные разделы: |
| • ***Основы строительного дела***<br>• ***Инженерное оборудование зданий и сооружений***<br>• ***Технология и контроль качества строительства***<br>• ***Проектирование и расчет железобетонных конструкций***<br>• ***Проектирование и расчет металлических конструкций***<br>• ***Обследование строительных конструкций зданий и сооружений***<br>• ***Выполнение функций заказчика-застройщика и генерального подрядчика*** |

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