

*ОДО «ЭНЕРГОВЕНТ»*

*Моделирование работы систем отопления,  
вентиляции и теплоснабжения.*

*«МОДЭН»*

*(версия 3.02)*

*Книга 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ  
(объектно-ориентированное изложение).*

*Минск-2007*

**Настоящее руководство предназначено для пользователей программы МОДЭН (версия 3.02).**

*Книга 1. Руководство пользователя.*

*Книга 2. Практическое моделирование.*

*Книга 3. Теоретические основы (объектно-ориентированное изложение).*

**Все вопросы направлять на:**

**E-mail: [energovent@open.by](mailto:energovent@open.by)**

## Оглавление

<b>1. Введение</b>	<b>6</b>
<b>P.S. Пока это только черновой вариант книги, надеюсь, что мне представится возможность продолжить в дальнейшем работу над этой книгой.</b>	<b>6</b>
<b>2. Основные законы тепло- и массообмена</b>	<b>7</b>
2.1. Параметры и функции состояния (основные понятия термодинамики) [29,38]	7
2.2. Теплопроводность (уравнение Фурье)	7
2.3. Конвективный теплообмен (закон теплоотдачи Ньютона)	8
2.4. Лучистый теплообмен (закон Стефана – Больцмана)	9
2.5. Сложный теплообмен	9
2.6. Гидравлика	9
2.7. Массоперенос (за счет разности парциальных давлений – закон Дальтона)	11
2.8. Массоперенос (за счет разности концентраций – закон диффузии Фика)	11
2.9. Совместное протекание процессов тепло- и массообмена	11
<b>3. Объектно-ориентированный подход к описанию энергетических систем, реализованный в программе МОДЭН</b>	<b>12</b>
3.1. Терминология	12
3.2. Реализация законов физики в программе	15
3.3. Счет в программе	19
<b>4. Моделирование тепловлажностных процессов в строительной теплофизике</b>	<b>22</b>
4.1. Моделирование солнечной радиации	22
4.2. Моделирование процессов тепло- и влагопереноса в строительных конструкциях (одномерная задача)	31

4.3. Моделирование процессов теплопроводности в строительных конструкциях (трехмерная задача)	40
<b>5. Моделирование состояний воздушной среды</b>	<b>42</b>
5.1. Наружная среда	42
5.2. Внутренняя среда (однозонная модель)	43
5.3. Внутренняя среда (двухзонная модель)	46
<b>6. Моделирование работы элементов систем отопления и теплоснабжения</b>	<b>48</b>
6.1. Отопительный прибор	48
6.2. Узел обвязки нагревательного прибора	50
6.3. Счетчики тепловой энергии	53
6.4. Моделирование подогревателей типа «вода-вода»	55
6.5. Моделирование регулирующих клапанов	57
6.6. Насос	59
<b>7. Моделирование работы элементов систем вентиляции и КВ</b>	<b>61</b>
7.1. Вентиляторы	61
7.2. Калориферы	63
7.3. Воздухораспределители	65
7.4. Воздушные потоки через строительные конструкции	67
<b>8. Моделирование систем тепло- и холодоснабжения.</b>	<b>69</b>
8.1. Моделирование гидравлических сетей	69
8.2. Моделирование индивидуальных тепловых пунктов (ИТП)	78
8.3. Моделирование работы тепловых сетей	78
8.4. Однотрубные системы отопления с замыкающими участками	80
<b>9. Моделирование систем автоматизации</b>	<b>93</b>
9.1. Метод on-off регулирования	94
9.2. Метод ПИД регулирования	94
9.3. Метод автоматизации по математической модели	95
9.4. Моделирование автоматизации тепловых пунктов	95
<b>10. Моделирование источников тепла.</b>	<b>105</b>

10.1. Математическое описание турбоагрегатов	105
10.2. Теплонасосные станции	112
<b>12. Условные обозначения</b>	<b>134</b>
<b>13. Литература</b>	<b>137</b>
<b>Приложение 1.</b>	<b>143</b>
Свойства холодильных агентов	143
<b>Приложение 2.</b>	<b>144</b>
Термодинамические параметры влажного воздуха	144
<b>Приложение 3.</b>	<b>146</b>
Функции, используемые в программе МОДЭН для описания термодинамических параметров пара	146
<b>Приложение 4.</b>	<b>150</b>
Некоторые каналы и размерности, используемые в программе МОДЭН	150
<b>Приложение 5.</b>	<b>153</b>
Группы шаблонов в программе МОДЭН	153

## 1. Введение

Любой, достаточно опытный инженер по ТГСВ (тепло-, газоснабжению и вентиляции) понимает, что отдельные энергетические системы здания функционируют в тесной взаимосвязи друг с другом. Под энергетическими системами мы будем понимать не только системы теплоснабжения здания, но системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения и даже строительные ограждающие конструкции, которые участвуют в процессе тепло- и массообмена.

До настоящего времени все вышеперечисленные вопросы представляли собой отдельные предметы и даже науки: тепло- и газоснабжение, гидравлика и аэродинамика, отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, строительная теплофизика и автоматизация систем ТГСВ. В настоящей работе автор попытается показать, что в основе каждого предмета лежат фундаментальные физические законы и это делает возможным достаточно простое математическое описание достаточно сложных процессов из мира энергетических систем.

Мы не собираемся составлять и решать сложные системы дифференциальных и интегральных уравнений. За нас это сделает компьютер, а точнее – программа МОДЭН, ради которой я, собственно, и затеял эту книгу.

Программа МОДЭН имеет свою историю, которой насчитывается уже более 10 лет. В настоящее время выпущена уже 3-ья версия программы.

Мы надеемся, что после изучения данной работы читатель сможет самостоятельно создавать модели различных энергетических систем. Автор просит заранее не волноваться тех, кто позабыл теоретические основы специальности, они будут повторены при изложении основного текста.

Автор выражает благодарность программистам, которые участвовали в разработке различных версий программы: Фарберову Вадиму, Фельдману Игорю, Мартиновской Татьяне, Савченко Дмитрию, Шумячеру Стасу и Долбику Дмитрию.

1 июня 2007

Директор ОДО «Энерговент», к.т.н.

Волов Григорий Яковлевич

*Р.С. Пока это только черновой вариант книги, надеюсь, что мне представится возможность продолжить в дальнейшем работу над этой книгой.*

## 2. Основные законы тепло- и массообмена

### 2.1. Параметры и функции состояния (основные понятия термодинамики) [29,38]

То, чем мы занимаемся – термодинамика, в широком смысле этого слова. Поэтому все основные понятия пришли именно оттуда. Кратко повторим первые странички из учебников по термодинамике.

Вещество может находиться в одном из трех агрегатных состояний (фаз) – газ, жидкость или твердое тело.

Основные параметры состояния: температура (Т), давление (Р), удельный объем (v).

Основные функции состояния: внутренняя энергия (U), энтальпия (H), энтропия (S).

Физические свойства вещества: теплоемкость, плотность, теплопроводность и т.д.

Переход вещества из одной фазы в другую называется фазовым переходом. Возможны следующие виды фазовых переходов: кипение, конденсация и испарение. Пусть удельные энтальпии фаз 1 и 2, соответственно,  $h_1$  и  $h_2$ , тогда теплота фазового перехода будет равна

$$q = h_2 - h_1. \quad (2.1)$$

*P.S. О системе СИ. Заранее договоримся, где это не отмечено особо все размерности параметров принимаются в СИ. Хотя это может быть не всегда удобно для практикующих инженеров, однако преимущества при описании математических моделей очевидны.*

### 2.2. Теплопроводность (уравнение Фурье)

Теплопроводность представляет собой один из видов теплообмена. Этот вид теплообмена осуществляется путем молекулярного переноса в твердых и жидких (газообразных) средах.

Количество теплоты Q, переданное за счет теплопроводности определяется по формуле

$$dQ = \lambda * dA * dT/dx, \quad (2.2)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м\*°C),  
 $dA$  – площадь поверхности, через которую происходит теплообмен, м<sup>2</sup>,  
 $dT/dx$  – градиент температур, °C/м.

В таком виде формулу можно применить только для описания объектов с распределенными параметрами. В рамках настоящей программы предусмотрена только возможность замены объекта с распределенными параметрами на ряд конечномерных объектов с сосредоточенными параметрами. Пусть нам удалось произвести такое разбиение. Тогда формула (2.2) будет выглядеть следующим образом.

$$dQ = \lambda * dA * (T_i - T_{i+1})/s, \quad (2.3)$$

здесь

$T_i$  – температура  $i$ -го элемента с сосредоточенными параметрами, °C,  
 $T_{i+1}$  – температура  $(i+1)$ -го элемента с сосредоточенными параметрами, °C,  
 $s$  – глубина элемента, вдоль которой идет тепло или расстояние между центрами элементов  $i$  и  $(i+1)$ , м.

Обычно теплопроводность материала зависит от температуры по формуле

$$\lambda = \lambda_0 * (1 + \beta * T), \quad (2.4)$$

где  $\beta$  – температурный коэффициент теплопроводности, 1/°C,  
 $T$  – температура материала, °C,

$\lambda_0$  – теплопроводность отнесенный к определенной температуре, Вт/(м\*°C).

Значения  $\lambda_0$  могут быть взяты из «Таблиц теплофизических свойств материалов».

### 2.3. Конвективный теплообмен (закон теплоотдачи Ньютона)

Конвекция - представляет собой один из видов теплообмена между твердыми и жидкими телами. Этот вид теплообмена осуществляется путем перемещений объемов жидкости (газов). Количество теплоты, переданное при таком процессе теплообмена, определяется уравнением

$$dQ = \alpha * dA * (T_s - T_f), \quad (2.5)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>\*°C),  
 $dA$  – площадь поверхности контакта, м<sup>2</sup>,  
 $T_s$  – температура твердой поверхности, °C,



$T_f$  – температура жидкости, °С.

## 2.4. Лучистый теплообмен (закон Стефана – Больцмана)

Лучистый теплообмен представляет собой один из видов теплообмена. Он заключается в том, что все тела излучают (поглощают) энергии пропорционально температуре в 4-ой степени – закон Стефана - Больцмана. Количество излучаемой энергии определяется уравнением

$$dQ = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_1 + 273)^4 \cdot dA, \quad (2.6)$$

Теплообмен излучением между двумя поверхностями определяется уравнением

$$dQ = \varepsilon \cdot \sigma \cdot ((T_1 + 273)^4 - (T_2 + 273)^4) \cdot dA, \quad (2.7)$$

$dA$  – площадь поверхности, м<sup>2</sup>,

$\varepsilon$  – степень черноты,

$\sigma$  – постоянная Стефана-Больцмана,  $\sigma = 5,669 \cdot 10^{-9}$ , Вт/(м<sup>3</sup>·°С<sup>5</sup>),

$T_1$  – температура излучающей поверхности, °С,

$T_2$  – температура поглощающей поверхности, °С.

## 2.5. Сложный теплообмен

Если в процессе теплообмена участвуют несколько видов теплообмена, то такой теплообмен называют сложным. Очень часто в случаях сложного теплообмена используется формула

$$dQ = U \cdot \Delta T \cdot dA, \quad (2.8)$$

где  $U$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С),

$\Delta T$  – температурный напор, °С,

$dA$  – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>.

## 2.6. Гидравлика

Существует несколько методов расчета гидравлических систем. Мы, в шаблонах программы МОДЭН, использовали метод расчета с использованием

понятия гидравлических характеристик сопротивления (S). Такой метод нашел широкое применение в практическом проектировании. Основное уравнение этого метода приведено в формуле (2.9). Потери давления распределяются на потери в местных сопротивлениях и на потери по длине. Потери в местных сопротивлениях удобно рассчитывать с помощью коэффициента местных сопротивлений -  $\xi$ . Потери по длине рассчитываются через коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ . Для определения  $\lambda$  используется формула Альтшуля (2.15).

При моделировании используются следующие (основные) формулы.

1. Потери давления в трубопроводах при развитом турбулентном течении

$$dP = \underline{S} * G^2, \quad (2.9)$$

или по формуле Дарси

$$dP = (\lambda * L / D + \Sigma \xi) * (\rho * w^2 / 2), \quad (2.10)$$

3. Характеристика гидравлических сопротивлений

Учтя, что

$$G = \rho * w * \pi * D^2 / 4, \quad (2.11)$$

имеем из уравнений (1) и (2)

$$S = (\lambda * L / D + \Sigma \xi) * (1 / (2 * \rho)) * (4 / (\pi * D^2))^2, \quad (2.11)$$

4. Число Рейнольдса

$$Re = w * D / \nu, \quad (2.12)$$

5. Кинематическая вязкость воды

$$\nu = (1.73917E-6) + (-3.88258E-8) * T + (3.46367E-10) * T^2 + (-1.0342E-12) * T^3, \quad (2.13)$$

6. Скорость жидкости в трубопроводе

$$w = \text{abs}(G) / (\pi * \rho * D^2 / 4), \quad (2.14)$$

7. Коэффициент гидравлического трения (формула Альтшуля) [3]

$$\lambda = 0.11 * (Kek/D + 68/Re)^{0.25}, \quad (2.15)$$

## 2.7. Массоперенос (за счет разности парциальных давлений – закон Дальтона)

Закон Дальтона [37] определяет количество влаги, испаряемое с поверхности воды или иного материала, кг

$$dG = \beta * dA * (P'' - P_a) \quad (2.16)$$

где  $\beta$  – коэффициент испарения,  $кг/м^2 * с * Па$ ,

$dA$  – площадь поверхности,  $м^2$ ,

$P''$  – парциальное давление насыщенных паров над поверхностью при температуре поверхности, Па,

$P_a$  – парциальное давление водяного пара окружающего воздуха, Па.

Для воды при свободной конвекции воздуха  $\beta = (89...98) * 10^{-10}$ .

## 2.8. Массоперенос (за счет разности концентраций – закон диффузии Фика)

Закон диффузии Фика (первый закон диффузии) определяет мольный массоперенос за счет разности мольных долей [5]

$$J_a = -c * D_{ab} * \nabla x_a, \quad (2.17)$$

$J_a$  – мольный диффузионный поток компонента А, моль/( $с * м^2$ ),

$c$  – объемная мольная концентрация, моль/ $м^3$ ,

$D_{ab}$  – массовый коэффициент диффузии,  $м^2/с$ ,

$\nabla x_a$  – градиент мольной доли компонента А, 1/ $м$ .

## 2.9. Совместное протекание процессов тепло- и массообмена

Совместное протекание процессов тепло- и массообмена изучает наука, которая называется термодинамикой необратимых процессов. Основы термодинамики необратимых процессов изложены в классической работе Де Гроta [21].

### **3. Объектно-ориентированный подход к описанию энергетических систем, реализованный в программе МОДЭН**

#### **3.1. Терминология**

С точки зрения современных тенденций моделирования реальный мир можно, по нашему мнению, представить состоящим из четырех основных элементов: *каналов, портов (потоков), объектов и структур*. Такая терминология не является в настоящее время общепринятой, поэтому заинтересованных читателей направляю к общеизвестным книгам [12,72]. Поскольку настоящая работа не является монографией, а лишь изложением собственных представлений автора об имитационном моделировании, то изложим только такое представление.

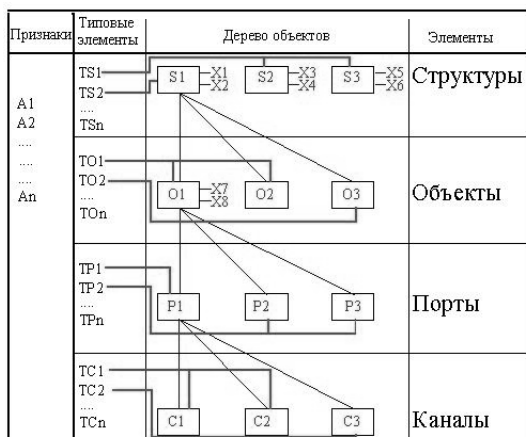
При разработке программы МОДЭН мы использовали, как терминологию, которая применяется в энергетике, так и заимствованную из программирования, автоматизации и объектно-ориентированного проектирования. Мы понимаем, что потенциального пользователя нашей программы может, во-первых, отпугнуть непривычность терминологии, а уже, во-вторых, излагаемый материал. Поэтому заранее приносим Вам свои извинения. Но знать терминологию предмета, это уже процентов на 50% знать и сам предмет. Поверите или проверните?

На рис. 3.1 приведена структура энергетической системы, составленная по организационному принципу. Начнем изучение с главного понятия программы – **объекта**.

**Объект** – элемент низшего уровня энергетической системы, который может быть, как потребителем, так и источником энергии. Если мы говорим, что «калорифер» является объектом, то, тем самым, понимаем, что нас не интересует устройство самого калорифера, т.е. из каких он состоит элементов. Если мы решим глубже вникнуть в объект «калорифер», то будем рассматривать уже такие объекты, как трубное и межтрубное пространство, называя их объектами. В этом случае сам «калорифер» становится **структурой**.

**Структура** – это элемент энергетической системы, состоящий из объектов и существующий по своим определенным законам и имеющим свое материальное воплощение. Очень часто в состав структур входят другие структуры. Важно повторить, что структуры, существующие по своим определенным правилам, часто независимы от остального предприятия. Особую важность представляет распознавание структур, а в последующем, улучшение слабых и продвижение новых, более эффективных структур.

Между объектами существуют энергетические связи. Такие связи представляют собой конкретный тип энергетических потоков. Понятно, что связь (поток) определенного типа нельзя ввести в произвольно взятый объект. Так, водяной калорифер не воспримет сжатый воздух. Чтобы в модели указать какого вида потоки может воспринять объект, вводится понятие порта.



S - структуры,  
O - объекты,  
P - порты,  
C - каналы,  
TS(O,P,C) - типовые структуры (объекты, порты, каналы),  
A - признаки,  
X - каналы - характеристики.

Рис. 3.1. Схема организации вложенности в программе МОДЭН

**Порт** – элемент в оболочке объекта, через который в него, из внешней среды, проникает поток. Каждый порт рассчитан на пропуск потока только одного типа (вида). Порты в объекте маркируются. Так объект «калорифер» имеет четыре порта. Порты 1 и 2 для пропуск теплоносителя – вода и порты 3 и 4 для пропуск теплоносителя – воздух (понятно, что сама маркировка условна и устанавливается пользователем). Для некоторого упрощения все свойства потоков, которые объединяют порты разных объектов, мы переносим на порты. Это позволяет нам не рассматривать потоки, как самостоятельные элементы модели. Возможно, в будущем, мы откажемся от такого представления.

Каждый поток характеризуется рядом параметров, которые в программе называются каналами.

**Канал** – наименьший элемент, который участвует в построении модели. Если взять такой поток, как вода, то он может характеризоваться следующими параметрами: температурой, расходом, давлением, теплоемкостью и т.д. Если при моделировании мы используем какой-либо поток, то это еще не значит, что мы должны работать со всеми его каналами. Все зависит от тех задач, которые мы готовы поставить перед моделью. Избыточность определяющих каналов приводит к усложнению модели и трудностям ее разработке.

**Структура, объект, порт, канал – все это элементы системы. В программе существует понятие типовых элементов.**

**Типовые элементы** - такие элементы, из которых будут строиться все элементы модели. В программе существуют следующие типовые элементы: каналы, потоки (порты), объекты и структуры. Почему это так? Не достаточно ли иметь только типовые каналы? На этот вопрос можно ответить так: «Чем выше уровень типизации (от канала к структуре), тем проще вести моделирование реальных объектов». Можно сказать, что оптимально, чтобы в базе была такая типовая структура, как предприятие, которое мы намерены сейчас моделировать. Каждый элемент внутри модели имеет себе аналогом типовой элемент. Для того чтобы внести изменение в какой-либо элемент, необходимо изменить соответствующий ему типовой элемент. Но в работе с большими типовыми структурами или объектами есть одна сложность – все типовые элементы «пустые». Что значит «пустые элементы»? Опять представим себе калорифер. Вспомним, что у него есть четыре порта, а значит и соответствующие им каналы. Но что определяет зависимость между каналами (параметрами)? Только физические правила (формулы) внутри объектов. Так вот, внутри типовых элементов формул нет. Эти формулы хранятся только в **шаблонах** объектов и структур.

**Шаблоны** - это модели мини (а часто и не только) энергетических систем. Шаблоны построены на базе типовых элементов, но имеют в своем составе правила (формулы), которые описывают связи между каналами. Шаблоны применять удобнее, чем типовые элементы. Типовые элементы необходимо дополнительно «начинать» правилами (формулами).

**Правила (формулы)** - это зависимости внутри объектов, которые принадлежат каналам и позволяют рассчитывать значения каналов. Правила бывают простыми, и выражаются одной формулой, например, уравнение теплопереноса через ограждение

$$Q = \sum(kF)_{\text{огр}} * (T_v - T_n), \quad (3.1)$$

так и довольно сложные, использующие логические выражения, численное дифференцирование и интегрирование. В правилах (формулах) практически

всегда ссылаются на значения в других каналах (своего или чужого объектов). Эти ссылки называются **информационными** (каналами).

**Информационные каналы** – каналы, которые не принадлежат потокам, по которым передается энергия или, какой-либо, материальный субстат. Такие каналы используются только для связи параметров в формулах. Этим каналам не нужны порты. Их можно создавать для объектов в произвольном количестве. Им не надо придавать в соответствие типовые каналы. Надо лишь установить связь между параметром в формуле и необходимым каналом энергетического потока, либо каналом характеристики объекта (структуры).

**Характеристика** объекта (структуры). Характеристика – специальный канал, который существует в объекте (структуре), в котором содержатся определенные атрибуты (параметры, свойства) объекта (структуры). Эти атрибуты не нашли своего отражения в каналах портов. Характеристиками являются такие атрибуты, как имя, тип, марка, площадь, объем и т.д.

Как выявить необходимые каналы, не перебирая их по одному? Как сгруппировать объекты в структуры? Как составить отчет только по необходимым элементам системы? Для того в программе имеется такое понятие, как признак.

**Признаки** – метки, присваиваемые элементам системы, по которым можно выбрать при сортировке помеченные соответствующим признакам элементы. Пользователь выбирает признаки из базы типовых признаков. Признаки принадлежат элементам модели, кроме такого признака, как класс, который принадлежит типовым объектам.

Для того чтобы отличить типовые структуры (объекты), от структур (объектов) модели, последние мы будем называть **узлами**.

Работа энергетической системы происходит в реальном времени, в данной программе оно носит название календарного времени. В противовес этому работа модели системы происходит, в так называемом, модельном времени. В программе редко используется календарное время. Обычно оно используется в тех случаях, когда необходимо наложить информацию из реальной системы на модельную. Это делается, например, на этапе проверки на адекватность.

## 3.2. Реализация законов физики в программе

В разделе 2 приведены основные законы физики, которые работают в системах ТГСВ. Сейчас мы покажем, как эти законы физики работают в моделях, а именно, в программе МОДЭН.

Каждый простой закон связан с переносом какого-то субстата (материя, энергия или информация). Перенос субстата возможен только при взаимодействии, по крайней мере, двух объектов. В отсутствии взаимодействия перенос не возможен. Субстат характеризуется набором параметров (каналов) и в терминологии программы МОДЭН называется портом. При переносе теплоты тепло-

проводностью необходимо соприкосновение двух тел. Если тела имеют разные температуры, то начинается [теплопроводность](#). Возникает вопрос, а если тело сплошное, то что, теплопроводности не будет? Дело в том, что любое сплошное тело в программе надо представить состоящим из более мелких конечномерных элементов. Те, кто знаком с решением физических задач методом конечных разностей, это будет более понятно. В противном случае сплошное тело в МОДЭНе будет представлено, как объект с сосредоточенными параметрами. И мы не сможем рассчитать распределение параметров, например, температур в различных точках тела, только средние параметры по объему.

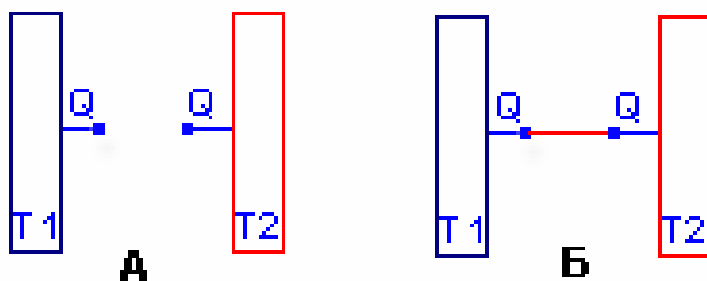


Рис. 3.2. Теплообмен теплопроводностью при соединении двух пластин: А- до соединения портов, Б- после соединения портов.

На рис. 3.2А показаны две одинаковые тонкие пластины (из одного материала) толщиной  $\delta$  и одинаковой поверхностью контакта  $dA$ . Одна пластина имеет начальную температуру  $T_1$ , а вторая –  $T_2$  (пусть  $T_1 > T_2$ ), назовем их, соответственно,  $T_1$  и  $T_2$ . Каждая из пластин имеет только один порт для теплообмена теплопроводностью –  $Q$ . Это можно представить, как теплоизолированные со всех, кроме одной, сторон пластины и лучистый теплообмен отсутствует или им можно пренебречь. Соединим эти пластины. В терминологии программы это значит, что надо связать порты  $Q$  пластин между собой. На рис. 3.2Б показаны порты после соединения. Начинает работать теплопроводность, а это значит, что появляется тепловой поток, равный

$$dQ = \lambda * dA * dT/dx, \quad (3.2)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала пластин, Вт/(м\*°С),  
 $dA$  – площадь поверхности контакта, через которую происходит теплообмен, м<sup>2</sup>,



$(T1-T2)/\delta$  - градиент температур, °С/м.

Порт Q каждой пластины имеет только один канал – тепловой поток, значение которого определяется уравнением 3.2. Пока два порта не были соединены, в каждом из каналов могла быть записана формула 3.2, но она не работала, т.к. в ней, для канала пластины T1 не была указана температура T2, а для пластины T2 не была указана температура T1. Лишь после связи портов появилась возможность эти температуры указать.

Мы рассмотрели только два связанных порта. В реально объекте их значительно больше. Причем потоки по портам протекают параллельно во времени. Под параллельным протеканием мы понимаем то, что они протекают одновременно и поэтому не могут влиять друг на друга.

Рассмотрим второй простой пример, возьмем объект – **ТРУБОПРОВОД-01** (рис. 3.3), по которому течет поток **вода-теплоноситель**. Для того, чтобы вода потекла, надо создать разность давлений. Пусть давление на входе воды в трубопровод – P11, а на выходе P21, которое определяется уравнением (3.3)

$$P21=P11-S1*G1^2 \quad (3.3)$$

где **S1**- характеристика гидравлического сопротивления трубопровода 01, **G1**-массовый расход теплоносителя через трубу (**задан!!!**).



Рис. 3.3. Трубопровод –код 01

Соединим наш **ТРУБОПРОВОД-01** с **ТРУБОПРОВОДОМ-02** (см. рис. 3.4). Понятно, что давление на входе в **ТРУБОПРОВОДОМ-02** (P12), должно быть равно давлению воды на выходе из **ТРУБОПРОВОД-01** (P21). При соединении в программе МОДЭН значение давления P21 будет автоматически передано давлению P12 без дополнительного упоминания. В этом случае канал давления порта входа воды из [окна «Формулы»](#) становится недоступным для редактирования (помечается синим цветом в окне «Формулы»).

Структурная схема - верхний уровень

Канал давления ТРУБОПРОДА-02 пассивен, поэтому выделен синним цветом

Формулы объекта «Труба»

Код	Объект	Порт	Канал	Знач./Формула	Коммент./наз.фор.	Начальное значение
02 /	Труба	Характеристика	Атр-коэффициент	$t1.16*(1/210+18*(1/in+1/out)/2)$ -Атр		0
02 /	Труба	Характеристика	Ре-естественный н			0
02 /	Труба	Характеристика	Стоимость			0
02 /	Труба	Характеристика	Статус	1	N	0
02 /	Труба	Порт1-G	Температура			0
02 /	Труба	Порт1-G	Расход массовый	G2		0
02 /	Труба	Порт1-G	Давление полное		Pf	0
02 /	Труба	Порт1-G	Давление динамич		Pd	0
02 /	Труба	Порт1-G	Давление статичес		Ps	0
02 /	Труба	Порт1-G	Геометрический на			0
02 /	Труба	Порт1-G	Энтальпия			0
02 /	Труба	Порт1-G	Теплоемкость			0
02 /	Труба	Порт1-G	Плотность			0
02 /	Труба	Порт1-G	Вязкость кинемати			0
02 /	Труба	Порт1-G	Теплопроводность			0
02 /	Труба	Порт1-G	Число Прандтля Pf			0
02 /	Труба	Порт1-G	Диаметр			0
02 /	Труба	Порт1-G	Q-информация			0
02 /	Труба	Порт1-G	S-информация			0
02 /	Труба	Порт1-G	Z-координата			0
02 /	Труба	Порт2-P	Температура	T1	T2	0
02 /	Труба	Порт2-P	Расход массовый			0
02 /	Труба	Порт2-P	Давление полное	$P1-S^2*G^2$	Pf	0
02 /	Труба	Порт2-P	Давление динамич		Pd	0
02 /	Труба	Порт2-P	Давление статичес		Ps	0
02 /	Труба	Порт2-P	Геометрический на	$9.81*ro*Z^2$	Pz	0
02 /	Труба	Порт2-P	Энтальпия			0
02 /	Труба	Порт2-P	Теплоемкость	$4230+(-3.462E-1)*T+(6.128E-3)*T^2$	Теплоемкость	0
02 /	Труба	Порт2-P	Плотность	$1000+(0.047*T-0.004)*T^2$	Плотность воды	0

Рис. 3.4. Соединение двух трубопроводов

Давление на воды на выходе из ТРУБОПРОВОДА-02 будет равно

$$P22=P12-S2*G1^2. \quad (3.4)$$

где  $S2$ - характеристика гидравлического сопротивления трубопровода 02.

Таким образом, мы показали, как происходит передача давления из порта входа воды в один трубопровод в порт выхода воды другого трубопровода. Аналогично передача и других параметров.

Канал давления порта выхода воды **ТРУБОПРОВОДА-02** мы называем активным, т.к. его значение определяется формулой (3.4). Канал же давления порта входа воды в **ТРУБОПРОВОДА-02** мы называем пассивным, т.к. он получает значение давления от смежного с ним канала **ТРУБОПРОВОДА-01**.

Допустим, что пассивными являются каналы давления на входе воды в трубопровод и на выходе из **ТРУБОПРОВОДА-01**. В этом случае, в соответствии с формулой (3.3), расход воды через трубопровод составит

$$G1=((P11-P21)/S)^{1/2}. \quad (3.5)$$

О таком объекте мы говорим, что он **формирует расход**. В описании же формулы (3.3) было подчеркнуто, что расход **задан**, это значит, что он пришел извне. Интересно значения параметров, что как давления, так и расхода может передаваться и по ходу и против хода теплоносителя.

Расход и давление, связанные между собой параметры, и это накладывает дополнительную сложность на гидравлические системы, в тоже время температура не связана напрямую с каким-то другим параметром, хотя многие от нее и зависят. Температура просто передается от канала входа воды в канал выхода воды. Если учитываются теплопотери в трубопроводе, то температура вод на выходе несколько меньше, чем на входе в трубопровод. В отличие от параметров давления и расхода – температура передается только по ходу теплоносителя.

На еще не все ясно с формированием и переносом параметров в энергетической системе, возможно в будущем наступит полная ясность, пока же мы делимся с Вами тем, в чем разобрались сами.

### 3.3. Счет в программе

В программе МОДЭН реализуется численное решение систем нелинейных нестационарных алгебраических уравнений. Хотя все системы ТГСВ работают в непрерывном по времени пространстве, а в компьютере эти же процессы реализуются в дискретном временном пространстве. Это значит, что мы можем фиксировать состояние системы только в определенные моменты времени. Например, если мы начали отчет работы системы в момент времени  $\tau_0=0$ , то следующее значение времени будет равно  $\tau_1=\tau_0+\Delta\tau$ , где  $\Delta\tau$  – шаг счета внутри программы. Отметим, что программа позволяет использовать произвольный шаг счета, но не менее  $10^{-3}$  с. Поскольку моменты времени дискретны, то очень удобно обозначать их порядковыми числительными 1,2,3...n..., т.е.  $\tau_0, \tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n, \dots$

Решение систем нелинейных алгебраических уравнений может проводиться различными способами. Однако в программе МОДЭН реализуется один из самых простых способов – метод Зейделя. Причем этот способ реализуется не по прихоти авторов программы, а по тому, что он является наиболее естественным, т.е. соответствующей реальной природе вещей, методом.

В отличие от известного пакета Simulink [22] в данной программе не используется подход, связанный с применением блоков, описывающих различные математические процедуры и функции. В программе реализован подход связанный с применением шаблонов объектов и структур и внедрением математических процедур и функций внутрь этих шаблонов. Это естественно понятно. Нет в природе математического блока, который реализует известную для теплотехника (см. раздел 2) процедуру

$$Q=U \cdot A \cdot (T_{in}-T_{out}), \quad (3.6)$$

Но есть простой объект – наружная стена, где именно это процедура и реализуется. И храним мы эту запись не как отдельный шаблон, а внутри объекта «наружная стена» для описания одного из каналов порта «теплота».

### 3.4. Моделирование энергетических систем.

Теория моделирования систем в общем виде изложена в работе [58]. Эта книга, одна из лучших работ российских авторов. Однако, она написана не для прикладных инженеров, а для разработчиков программных продуктов и для методологов. Поэтому кратко изложим с учетом этой работы и наших собственных воззрений.

Создание модели существующей системы

1. Составление методики проведения обследования.

На этой стадии решаются вопросы задач, объемов, глубины и методов обследования реальной системы.

2. Обследование

Следует отметить, что материалы результатов обследования не всегда носят достоверный характер. Особенно это касается тех случаев, когда информация поступает в результате опроса обслуживающего персонала.

3. Моделирование

Составление модели на компьютере

Составление модели на компьютере начинается с разбиение реальной системы на блоки. Блоки обычно представляют собой элементы реальной струк-

туры предприятия (цеха, оборудование, трубопроводы и т.д.). Далее проводится поиск шаблонов и типовых объектов из программы, соответствующих этим блокам. Предпочтение следует здесь отдавать более крупным шаблонам и любым шаблонам по отношению к типовым объектам. В блоках, в состав которых входят типовые объекты, необходимо будет ввести формулы.

Определяется перечень блоков, которым не удалось привести в соответствие шаблоны и типовые объекты. Для таких блоков необходимо будет составить собственные математические модели.

Далее следует вписать во всех элементах значения характеристик и начальных условий.

Проверка модели на адекватность или проверка достоверности модели

Модель сравнивается с данными, полученными при обследовании. Обычно сравниваются показания результаты счетчиков модели с теми же счетчиками в натуре. Конечно, это проверка гораздо шире. Она охватывает и просто ошибки и заставляет возвращаться к проблеме точности обследования и т.д.

Поиск технических решений предназначенных для улучшения модели

Трансформация модели

4. Составления отчета о работе

## 4. Моделирование тепловлажностных процессов в строительной теплофизике

### 4.1. Моделирование солнечной радиации

#### 4.1.1. Теоретическое введение

В настоящее время расчет поступления солнечной радиации при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха определяют по методике изложенной, например, в справочнике [15]. Эта методика, если ее пытаться использовать для программы МОДЭН, имеет следующие недостатки:

- основная часть теоретической модели приведена разработчиками только в табличной форме,
- исходные данные не позволяют рассчитывать поступления тепловой энергии в произвольный момент времени (только за июль).

Эти недостатки заставляют разработчиков программ по расчету солнечной радиации прибегать к построению собственных моделей [65,66], построенных на основе известных теоретических работ, например, Кондратьева К.Я. [32]. Аналогичные модели описаны и в зарубежной литературе [11]. Согласно этой теории поток прямой солнечной радиации на поверхность, расположенную под углом  $i$  к этому потоку равен [32]

$$S_s = S_{\max} * \cos i * \text{Kam}, \quad (4.1)$$

где

$$\cos i = \cos \alpha * (\sin \varphi * \sin \delta + \cos \varphi * \cos \delta * \cos \tau) + \sin \alpha * (\cos \psi_s * (\tan \varphi * (\sin \varphi * \sin \delta + \cos \varphi * \cos \delta * \cos \tau) - \sin \delta / \cos \varphi) + \sin \psi_s * \cos \delta * \sin \tau). \quad (4.2)$$

$\alpha$ - угол наклона поверхности к горизонту,

$\varphi$ - широта местности,

$\delta$  - склонение,

$\psi_s$  – азимут,

$\tau$  - часовой угол Солнца.

Для горизонтальной поверхности  $\alpha=0$ .

Для вертикальной поверхности  $\alpha=\pi/2$ .

Значение  $S_{\max}$  носит название «солнечной постоянной» [31]. Значение этой величины равно 1362 Вт/м<sup>2</sup> по данным [26] и, если считать, что, примерно,

30% отражается в космос [68], то приходим к значению  $900 \text{ Вт/м}^2$  по данным [11].

Склонение определяем по формуле [11]

$$\delta = 23,5 * 2 * \pi / 360 * \sin(2 * \pi * d / 365). \quad (4.3)$$

В программе МОДЭН и вышеприведенных формулах, все углы задаются в радианной мере. Значение  $\tau$ , часового угла Солнца, в радианной мере определяют по формуле

$$\tau = t * 2 * \pi / 24. \quad (4.4)$$

Максимальное значение солнечной радиации ( $S_{\max}$ ) существенно зависит от, так называемой, «воздушной массы», которую надо преодолеть солнечному лучу [11]. Воздушная масса равна  $1/\sin hc$ . Причем [31]

$$\sin hc = \sin \varphi * \sin \delta + \cos \varphi * \cos \delta * \cos \tau. \quad (4.5)$$

Значение коэффициента  $K_{am}$ , учитывающего поправку на воздушную массу, получено нами из анализа данных работы [8]

$$K_{am} = 1,1254 - 0,1366 * (1/\sin hc). \quad (4.6)$$

Дополнительно к прямой солнечной радиации на поверхность поступает и рассеянная радиация (небесный свет). Величину рассеянной радиации также можно представить в зависимости от воздушной массы. На основании данных работы [11] рассеянную радиацию на горизонтальную поверхность можно рассчитать по формуле

$$I_{\max} = 137,1 - 14,82 * (1/\sin hc). \quad (4.7)$$

Для произвольно расположенной поверхности в работе [11] предлагается

$$I_s = (137,1 - 14,82 * (1/\sin hc)) * (1 - 0,318 * \alpha / 2). \quad (4.8)$$

Проверка формул (7) и (8) показала, что если для горизонтально расположенных поверхностей она дает удовлетворительные результаты, то для вертикальных поверхностей результаты занижены примерно в 2 раза, по сравнению

с данными [15]. Оказалось, что применение формулы (7) и для наклонных поверхностей дает лучшие результаты, чем уравнение (8).

Суммарное поступление прямой и рассеянной радиации равно

$$S = S_s + I_s. \quad (4.9)$$

Радиация, поступающая на поверхность, может быть поглощенной, отраженной и пропущенной. Если представить долю каждого вида радиации от суммарной, соответственно,  $a$ ,  $r$  и  $g$ , то получим [40]

$$a + r + g = 1. \quad (4.10)$$

Для непрозрачных ограждений значение коэффициента пропускания ( $g$ ) равно 0. Для прозрачных ограждений это значение можно найти в справочнике [15], которое называется в нем коэффициент относительного пропускания. Коэффициент поглощения  $a$  чаще называют степенью черноты -  $\epsilon$ . Данные по  $\epsilon$  можно найти в любом справочнике по теплопередаче. Понятно, что для непрозрачных поверхностей

$$r = 1 - \epsilon. \quad (4.11)$$

#### 4.1.2. Расчеты для различно расположенных конструкций

На конкретных примерах покажем, что с помощью данной модели можно рассчитывать тепlopоступления от солнечной радиации в любой момент времени на произвольно расположенные поверхности (см. рис. 4.1).

На рис.4.2 приведен график поступлений солнечной радиации на вертикальную поверхность в июле месяце, расположенную на 52-ом градусе северной широты и обращенную на юг.

На рис.4.3 приведен график поступлений солнечной радиации на горизонтальную поверхность в июле месяце, расположенную на 52-ом градусе северной широты.



**Таблица 4.1.**  
**Характеристики объекта Солнце**

<b>Имя канала</b>	<b>Знач./Формула</b>	<b>Коммент./на з.формулы</b>	<b>Размерность</b>
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
b-склонение Солнца	$(2*\pi*23,5/360)*\sin(2*\pi*d/360)$	[b]	рад
t-часовой угол Солнца	$((\text{Time\_Hour})-12)*2*\pi/24$	[t]	рад
Smax-поток прямой радиации от Солнца	$900*K_{am}$	[Qmax]	Вт/м <sup>2</sup>
d-число дней от дня весеннего равноденствия	$\text{if}((\text{time\_month}-3)>0;(\text{time\_month}-3)*30;((12+(\text{time\_month}-3))*30))+(\text{time\_day}-22)$	[d]	
sin h- воздушная масса	$\sin(f*2*\pi/360) * \sin(b) + \cos(f*2*\pi/360) * \cos(b) * \cos(t)$	[sinh]	
Kam-поправка на воздушную массу	$1,1254 - 0,1366 * (1/\sinh)$	[Kam]	
I <sub>max</sub> - рассеянная радиация	$137,1 - 14,82 * (1/\sinh)$	[I <sub>max</sub> ]	Вт/м <sup>2</sup>

**Таблица 4.2.**  
**Характеристики и каналы объекта накладной наружный слой**

<b>Имя порта</b>	<b>Имя канала</b>	<b>Знач./Формула</b>	<b>Коммент</b>	<b>Размерность</b>
Характеристика	Широта	$52 * 2 * \pi / 360$	[f]	
Характеристика	Угол наклона	$\pi / 2$	[a]	
Характеристика	Азимут поверхности	$\pi$	[w]	
Характеристика	a-коэффициент поглощения	0	[a1]	
Характеристика	r-коэффициент отражения	0	[r]	
Характеристика	g-коэффициент пропускания	0,3	[g]	
1. Прямая	Теплота	$Q_{max} * (\cos(a) * (\sin(f) * \sin(b) + \cos(f) * \cos(b) * \cos(t)) + \sin(a) * (\cos(w) * (\tan(f) * (\sin(f) * \sin(b) + \cos(f) * \cos(b) * \cos(t)) - \sin(b) / \cos(f)) + \sin(w) * \cos(b) * \sin(t)))$	[q1]	Дж
2. Рассеянная	Теплота	$I_{max}$	[q2]	Дж
3 Сумма	Теплота	$(q1 + q2) * (1 - r) * (1 - a) * g$	[S]	Дж

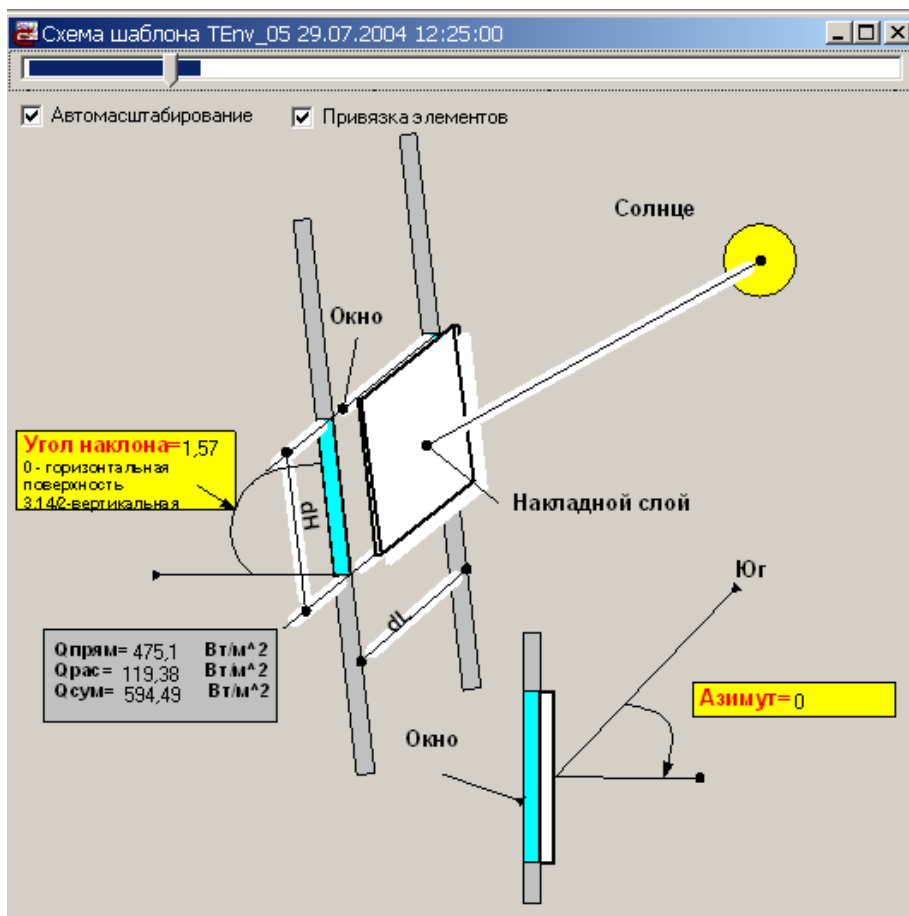


Рис. 4.1. Схема компьютерной модели

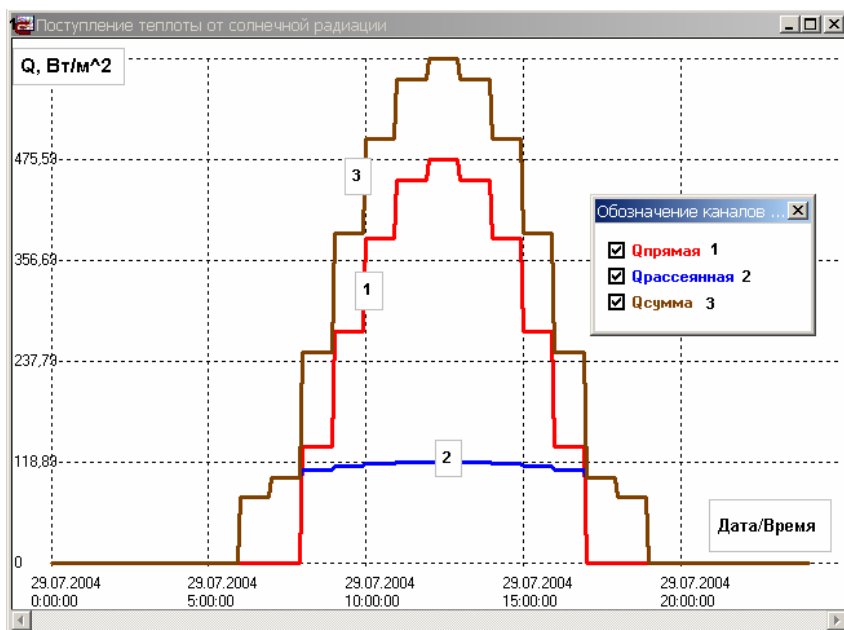


Рис. 4.2. Поступление радиации на вертикально расположенную поверхность (июль, юг, 52° с.ш.)

### 4.1.3. Проверка модели

Как отмечают авторы работ по солнечной радиации, проверка теоретических положений осложняется рядом причин, основной из которых является получение надежных экспериментальных данных. В работе [15] имеются данные, которые используются в настоящее время при проектировании. Именно с этими данными и проведено сравнение результатов полученных на модели (рис.4.4). Сравнение проведено для вертикально расположенной конструкции, направленной на юг, для июля месяца. Как видно из рисунка расчетные значения хорошо совпадают с данными [15].

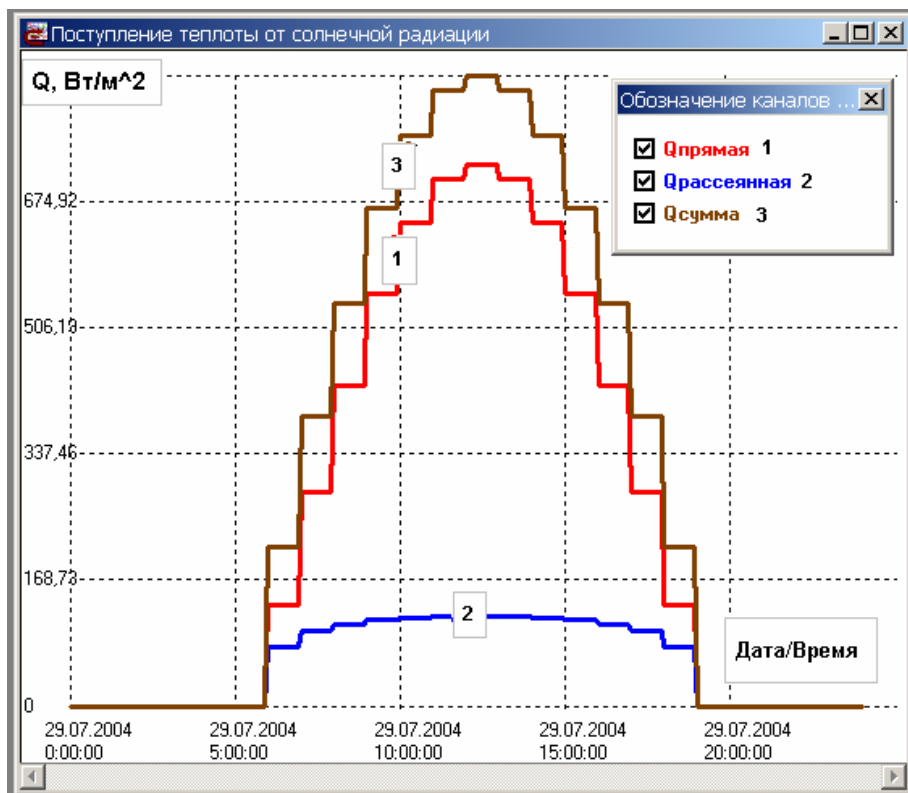


Рис. 4.3. Поступление радиации на горизонтально расположенную поверхность (июль, 52° с.ш.)

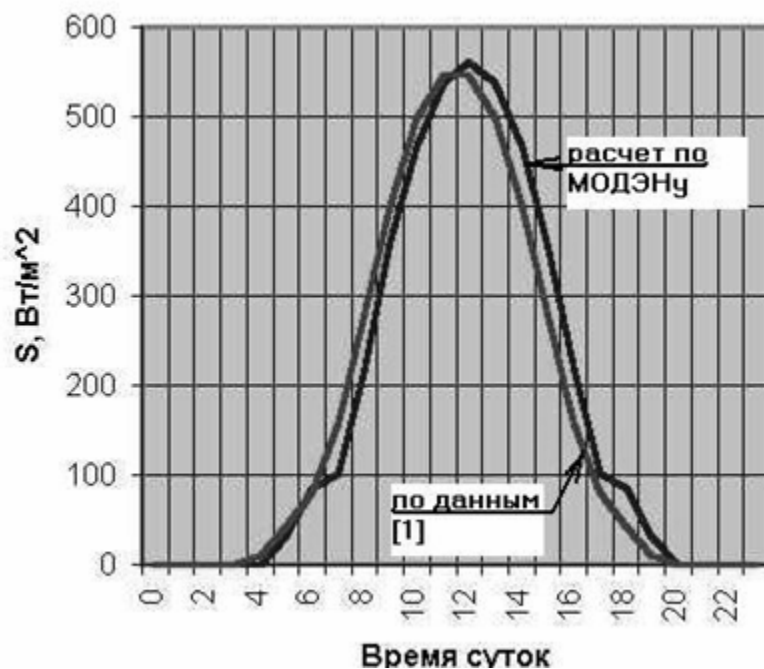


Рис.4.4. Сравнение поступлений суммарной радиации на вертикально расположенную поверхность (июль, 52° с.ш.)

### Основные определения

**Высота Солнца ( $h_c$ )** в точке расположения поверхности – угол между направлением на Солнце и горизонтальной плоскостью, проходящей через данную точку.

**Азимут Солнца ( $\psi_c$ )** – угол между горизонтальной проекцией луча на Солнце и плоскостью меридиана. Причем этот угол отсчитывается от юга по часовой стрелке.

**Склонение Солнца ( $\delta$ )** – угол, характеризующий сезонные изменения кажущегося положения Солнца.

**Воздушная масса** – длина пути солнечных лучей в атмосфере.

## 4.2. Моделирование процессов тепло- и влагопереноса в строительных конструкциях (одномерная задача)

Расчет увлажнения и высыхания строительных конструкций по-прежнему является трудной задачей. Отключение вентиляционных систем, в связи со спадом производства и экономией энергоресурсов, сделало задачу прогноза состояния строительных конструкций еще более актуальной, чем ранее. К сожалению, современные строительные нормы не позволяют в полной мере увидеть, что будет происходить с конструкциями во время периода эксплуатации. В настоящей работе автор хочет показать возможности программы по имитационному моделированию МОДЭН для решения таких задач.

### Теоретическое введение

Существует несколько известных теорий влагопереноса в ограждающих конструкциях зданий. Наиболее известные из них теории К.Ф.Фокина, В.Н.Богословского и А.В.Лыкова. Воспользуемся некой обобщенной теорией, изложенной в работе [24].

Влагоперенос в строительных конструкциях происходит за счет переноса влаги, находящейся в паровой фазе (паропроницаемость) и за счет переноса капельной влаги (влагоперенос или влагопроводность). Полученные ниже зависимости будут верны, как при увлажнении материала (повышении влагосодержания), так и при его высыхании (понижение влагосодержания). Оба эти процесса идут в материале постоянно, поэтому мы не будем, если в этом нет особой необходимости, оговаривать, какой именно процесс происходит. Чаще всего оба эти процесса будем называть одним термином «увлажнение».

Всякий материал при увлажнении проходит несколько стадий. На первой стадии материал вступает в равновесие с окружающей воздушной средой, имеющей определенную влажность. При этом с увеличением влажности воздушной среды увеличивается и влажность материала (сорбция), а при снижении влажности среды – влажность материала понижается (десорбция). Для каждого строительного материала имеется зависимость влажности его влажности от относительной влажности воздуха (при постоянной температуре). Такая зависимость называется изотермой сорбции, а такую влагу называют сорбционной. Графическое представление изотермы сорбции можно увидеть на рис. 4.5. Заметим, что сорбционная влажность зависит только от относительной влажности воздуха и не зависит от его температуры [39]. Обозначим сорбционную влажность материала  $W_s$ . Измеряется она в % от веса сухого материала.

Если относительная влажность воздуха достигла 100%, то дальнейшее увеличение влаги в материале может происходить только за счет капельной влаги.

Эти два вида влаги (паровая и капельная) характеризуются двумя видами ее переноса внутри материала.

Перенос влаги в паровой части происходит по формуле (одномерный перенос по оси  $x$ ) близкой по записи к закону диффузии Фика ([2.7](#))

$$G_{\pi} = \mu * dP/dx, \quad (4.12)$$

Значение  $\mu$  приводится в [[74](#)]. В некоторых случаях удобнее использовать не коэффициент паропроницаемости, а сопротивление паропроницанию

$$R_{\pi} = dx/\mu, \quad (4.13)$$

Перенос капельной влаги происходит по выражению (одномерный перенос по оси  $x$ )

$$G_{\kappa} = \beta * dW_s/dx, \quad (4.14)$$



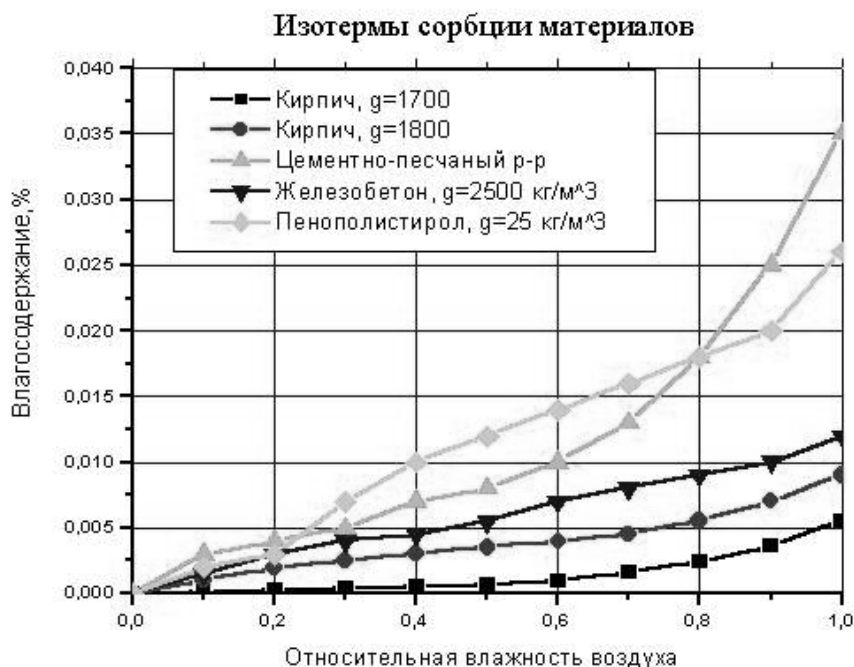


Рис.4.5.Изотермы сорбции материалов

Значение коэффициента влагопроводности приводится, например, в руководстве [49]. Коэффициент влагопроводности зависит не только от вида материала, но и от весовой капельной влажности (см. ниже).

Рассмотрим обычное трехслойное ограждение (одномерная задача). Основные характеристики материала (теплопроводность, коэффициент паропроницаемости, коэффициент влагопроводности) постоянны внутри слоя. Будем считать, основные параметры материала (температура, парциальное давление, влагосодержание) принадлежат оси слоя. Для большей наглядности изложения мы не будем разбивать каждый слой на более мелкие слои.

Каждый слой материала, как объект программы МОДЭН, имеет шесть портов:

**Порт 1.** Тепло.

**Порт 2.** Тепло.

**Порт 3.** Сорбционная влага.

**Порт 4.** Сорбционная влага.

**Порт 5.** Капельная влага.

**Порт 6.** Капельная влага.

Поскольку в программе мы не различаем вход от выхода, то обычно считаем, что первый из двух портов для каждого потока получает (передает) энергию (массу) изнутри помещения, а второй отдает (получает) ее наружу.

Запишем уравнение теплопереноса для порта 1 слоя 1

$$Q_1 = (1 / (\alpha_{in} + \delta_1 / (2 * \lambda_1))) * (T_{in} - T_1), \quad (4.15)$$

Запишем уравнение теплопереноса для порта 2 слоя 1

$$Q_2 = (1 / (\delta_1 / (2 * \lambda_1) + \delta_2 / (2 * \lambda_2))) * (T_1 - T_2). \quad (4.16)$$

Коэффициент теплопроводности  $\lambda$  зависит от влажности материала. Эту зависимость можно представить в виде [69]

$$\lambda_w = \lambda * (1 + W * Z / 100), \quad (4.17)$$

Запишем уравнение паропроницаемости для порта 3 слоя 1

$$G_3 = (1 / (R_{min} + \delta_1 / (2 * \mu_1))) * (P_{in} - P_1). \quad (4.18)$$

Запишем уравнение паропроницаемости для порта 4 слоя 1

$$G_4 = (1 / (\delta_1 / (2 * \mu_1) + \delta_2 / (2 * \mu_2))) * (P_1 - P_2). \quad (4.19)$$

Запишем уравнение влагопроводности для порта 5 слоя 1

$$G_5 = (1 / (R_{kin} + \delta_1 / (2 * \beta_1))) * (W_{sin} - W_{s1}). \quad (4.20)$$

Запишем уравнение влагопроводности для порта 6 слоя 1

$$G_6 = (1 / (\delta_1 / (2 * \beta_1) + \delta_2 / (2 * \beta_2))) * (W_{s1} - W_{s2}). \quad (4.21)$$

В слое 1 во время теплопереноса происходит аккумуляция тепловой энергии, которая характеризуется уравнением

$$dQ_{ak1} = c_{p1} * \delta_1 * \rho_1 * dT_1, \quad (4.22)$$

Сорбционная влажность материала зависит от относительной влажности воздуха, т.е.

$W_s = W_s(\varphi)$ , тогда

$$dW_s/d\tau=(\delta W_s/\delta\tau)*d\phi/d\tau. \quad (4.23)$$

Найдем из уравнения (11)  $d\phi$ , т.е. определим, как меняется относительная влажность воздуха при увлажнении материала на  $dW_s$

$$d\phi= dW_s/(\delta W_s/\delta\phi). \quad (4.24)$$

S-образную кривую сорбцию (см. рис.1) можно представить в виде полинома

$$W_s=A_1*\phi^1+A_2*\phi^2+A_3*\phi^3. \quad (4.25)$$

Если  $\phi =1$ , то сорбционная влажность материала достигает своего максимального значения

$$W_{smax} = A_1+A_2+A_3. \quad (4.26)$$

Подставим значение из (13) в уравнение (12)

$$d\phi= dW_s/(A_1+2*A_2*\phi+3*A_3*\phi^2). \quad (4.27)$$

Как уже ранее было сказано, влагосодержание материала состоит из двух слагаемых – сорбционной и капельной влаги. Иногда второе слагаемое называют переувлажнением материала ( $W_f$ ). Общий приток влаги в материал равен

$$G= G_3 + G_4 + G_5 + G_6. \quad (4.28)$$

Если относительная влажность воздуха меньше 1, то вся эта влага идет на изменение сорбционной влажности материала ( $W_s$ ). Если же относительная влажность достигла 1, то эта влага идет на изменение переувлажнения материала ( $W_f$ ).

Общее содержание влаги материала равно

$$W=W_s + W_f. \quad (4.29)$$

В руководстве [49] приведены значения коэффициента теплопроводности при двух значениях влажности материала, поэтому мы смогли представить значение  $\beta$  только в виде линейного полинома

$$\beta=B_0+B_1*W_s. \quad (4.30)$$

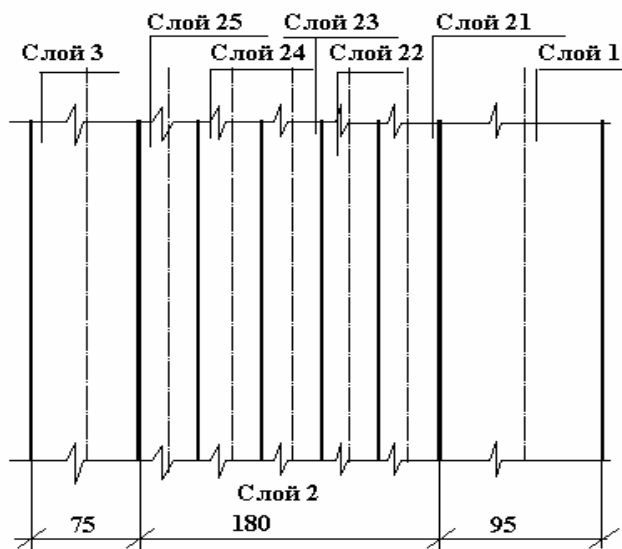
Если величина максимальной сорбционной влажности нам известна, то максимальное значение капельной влаги, которое может впитать материал (влагопоглощение), в литературе нами не обнаружен. Обычно считается, что влагопоглощение равно пористости материала [46]. Если после конденсации объем капельной влаги достигнет значения влагопоглощения и конденсация будет продолжаться, мы примем, что весь избыточный объем влаги должен будет на внешнюю или внутреннюю поверхность ограждения.

### **Пример моделирования трехслойного ограждения**

Рассмотрим обычную трехслойную стеновую панель с теплоизоляцией из пенополистирола (см. рис. 4.6). В качестве ограждающей конструкции использовано ограждение, рассчитанное в работе [74]. Все константы материалов приведены в таблице 1, они совпадают и с константами принятыми в работе [74], за исключением констант по сорбционной влажности и влагопроводности, которые в упомянутой работе не используются. В настоящем примере нами не использовалась зависимость влагопроводности от влажности, которая рекомендуется для пенополистирола в работе [74]. Расчет ведется на  $1 \text{ м}^2$  площади ограждающей конструкции.

Таблица 4.3.

	<b>Параметр</b>	<b>Обозначение</b>	<b>Размерность</b>	<b>Слой 1, 3</b>	<b>Слой 2</b>
1	Материал			Железобетон	Пенополистирол
2	Толщина слоя	$\delta$	м	0,095/0,075	0,180
3	Плотность	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	2500	25
4	Теплоемкость	$c_p$	Дж/(кг*°C)	840	1340
5	Теплопроводность	$\lambda$	Вт/(м*°C)	1,86	0,042
6	Влагопоглощение		%	12	50 <sup>*)</sup>
7	Коэффициент паропроницаемости	$\mu$	кг/(м*Па*с)	6.076E-9	1,388E-8
8	Константа А1	А1		0,0159	0,03009
9	Константа А2	А2		0,01381	-0,019854
10	Константа А3	А3		0,00971	0,01535
11	Константа В0	В0		0,019	0,00436
12	Константа В1	В1		0,0228	0,00326



**Слой 1 и 3 - железобетон,  
Слой 2 - теплоизоляционный слой (пенополистирол)**

*Рис. 4.6. Схема ограждающей конструкции*

Слой 2 (пенополистирол) был разбит на 5 подслоев. Таким образом, конструкция состояла как бы из 7 слоев материалов. Эти подслои мы будем именовать 21...25 (см. рис.4.6).

Обычно строительная конструкция имеет начальную (строительную влагу), которая в процессе эксплуатации высыхает. Сейчас мы рассмотрим другую, на наш взгляд, более актуальную задачу. Строительная конструкция изначально была сухой, а лишь в процессе эксплуатации подверглась увлажнению из-за слишком высокой влажности внутри помещения. После такого увлажнения конструкцию необходимо высушить.

Компьютерный эксперимент проводился по следующей программе:

1. Время проведения эксперимента с 1.01.2001 по 1.01.2002. Шаг счета 5 минут.
2. Абсолютно сухой материал ограждения подвергался воздействию с одной (внутренней) стороны воздуха с влажностью 55% и температурой 20°C, а с другой (наружной) стороны наружным воздухом (климат Минска).

Значения переувлажнения слоев ограждения течение года, приведены на рис. 4.7.

Из анализа рис. 4.7 видно, что уже через несколько часов после начала эксперимента слой 25 достиг максимальной сорбционной влажности и стал переувлажняться. Менее чем через сутки слой 25 достиг влагонасыщения (50% от веса материала слоя, хотя в работе [36] была достигнута влажность и 70%). К началу вторых суток влажность материала слоя достигла своего максимального значения (влажность около 70%), затем упала и сравнительно долго продолжала оставаться неизменной (влажность около 40-30%, т.е. менее чем при насыщении). К началу апреля слой 25 высох.

В слое 3 переувлажнения наступило к началу вторых суток. Далее материал слоя 3 продолжал интенсивно увлажняться. К началу февраля слой достиг максимального переувлажнения и далее стал осушаться. Полное высыхание слоя произошло к началу апреля.

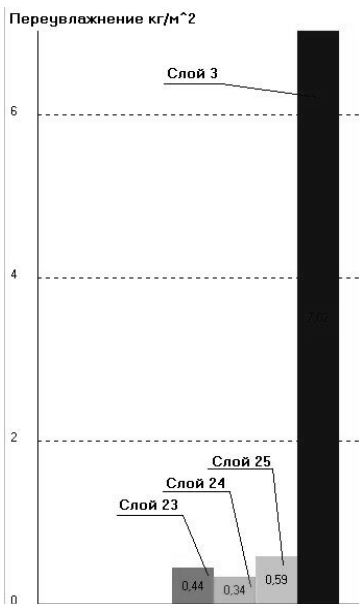


Рис. 4.7. Изменение переувлажнений по слоям

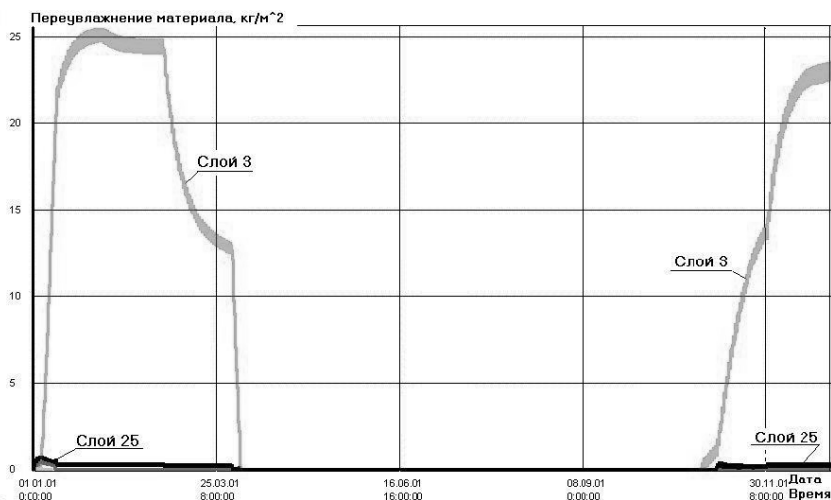


Рис. 4.8. Диаграмма переувлажнений слоев на начало 7-х суток

Слой 25 и 3 начали увлажняться с наступлением холодного периода и переувлажнение наступило в начале ноября. Значение переувлажнений по слоям на начало 7-х суток приведено на рис. 4.8 (если слой на рисунке не указан, то переувлажнение равно 0).

Рисунки 4.7 и 4.8 сняты с экрана монитора при работе программы МОДЭН.

### 4.3. Моделирование процессов теплопроводности в строительных конструкциях (трехмерная задача)

При расчете тепловых потерь через ограждающие конструкции не всегда применимо сведения наружной стены к плоской стенке, т.е. решению одномерной задачи теплопроводности. Рассмотрим стандартный вывод уравнения теплопроводности для трехмерной стенки.

Разобьем пространство (материал) в котором проходит теплообмен на элементы (прямоугольные параллелепипеды) размером  $dx$ ,  $dy$  и  $dz$  (рис. 4.9). Каждый такой элемент рассматривается как объект с сосредоточенными параметрами, поэтому имеет единую температуру  $T_i$  ( $i$ -номер элемента). С каждой стороны параллелепипеда есть порт для теплообмена теплопроводностью с соседним элементом. Таких портов 6 (по числу сторон). Пусть элементы 1 и 2 граничат между собой плоскостями  $dzdy$ . Теплообмен между элементами 1 и 2



осуществляется теплопроводностью. Согласно закону Фурье количество теплоты через поверхность  $dy \cdot dz$  будет равна

$$dQ_{x1-2} = \lambda \cdot dy \cdot dz \cdot (dT/dx), \quad (4.31)$$

здесь  $dT/dx = (T1 - T2)/dx$  – градиент температуры.

При использовании метода конечных элементов вносится предположение, что все параметры элементов сосредоточены в их центре.

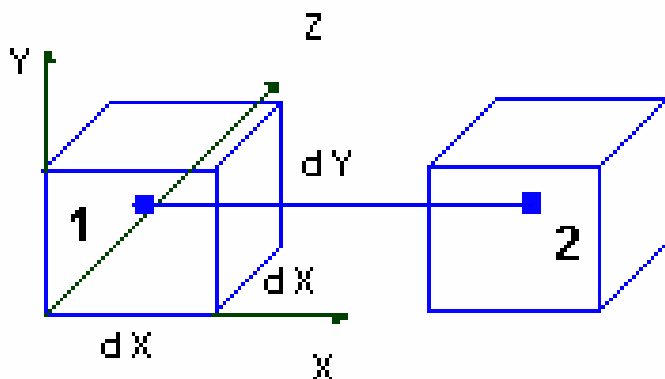


Рис. 4.9. Теплопроводность в 3D модели

Если окружить выбранный элемент 1 со всех сторон, то аналогичные уравнения можно составить для всех его портов (сторон). В самом же элементе возможно изменение содержания внутренней энергии в соответствии с уравнением (2.19)

$$dQ1 + dQ2 + dQ3 + dQ4 + dQ5 + dQ6 = c \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot dT1/d\tau, \quad (4.32)$$

где  $dQ1 \dots dQ6$  – тепловая мощность с каждой стороны элемента по уравнению типа (4.31),

$dT1$  – изменение температуры элемента,

$d\tau$  – шаг времени.

## **5. Моделирование состояний воздушной среды**

Для систем ТГСВ большое значение имеет как наружный климат, который определяет, во многом, работу этих систем, так и внутренний микроклимат. Собственно задачей поддержания внутреннего микроклимата и призваны заниматься такие системы. Поскольку нас в части климата интересует состояние атмосферы, во внутреннем микроклимате - состояние воздушной среды помещений, то остановимся на описании именно воздуха.

### **5.1. Наружная среда**

Наружный климат для разработчика проекта может быть только стандартным. Поверочные же расчеты можно проводить на конкретный климат местности, для того, чтобы сравнить результаты расчетов с натурными замерами. В настоящее время стандартные климатические условия отражаются в СНиПе «Строительная климатология» [57, 61]. На него, обычно, делается ссылка в большинстве других СНиПов. Стандартные климатические условия определяют затраты на системы ТГСВ. Более жесткие условия климата (более низкая температура в холодный и более высокая в теплый период) приводят к росту капитальных затрат и наоборот. Вопрос об эксплуатационных затратах не так очевиден.

#### **Температура**

В отличие от зарубежных условий климата, отечественный СНиП приводит следующие данные по температуре наружного воздуха конкретного населенного пункта:

1. Среднемесячные температуры.
2. Средняя температура наиболее холодной пятидневки.
3. Средняя температура наиболее холодных суток.
4. Среднемесячные амплитуды колебаний наружной температуры.

Современные же зарубежные климатические справочники приводят данные для среднечасовых температур для каждого месяца. В чем здесь принципиальное отличие? Отличие состоит в том, что знание часовых температур позволяет использовать методы компьютерного моделирования динамических систем, а отечественные нормы предназначены только для статических расчетов на предельные состояния климата и, в принципе, не допускают динамиче-

ского моделирования. Однако даже это противоречие можно обойти, если принять постулат, что температура наружного воздуха меняется по синусоидальному закону.

Среднечасовая наружная температура определяется по формуле, описанной в работе В.Н.Богословского [6]

$$T = T_{cp} + A_m * \sin((t-9)*\pi/12), \quad (5.1)$$

где  $T_{cp}$  – средняя температура месяца, °С,

$A_m$  – среднемесячная амплитуда колебаний температуры, °С,

$t$  - время суток (от 0 до 23), час,

15 – время максимума наружной температуры, °С.

В этой же работе предлагается синусоидальный закон изменения среднемесячных наружных температур в течение года.

## Относительная влажность

Изменение относительной влажности не подчиняется синусоидальному закону ни в течение суток, ни в течение года. В программе МОДЭН предлагается пользоваться постоянными среднемесячными значениями относительной влажности.

## Солнечная радиация

Солнечная радиация поступает на Землю по известным и точным физическим законам. Здесь можно говорить о состоянии атмосферы, которая, конечно, вносит понижающую поправку на поток радиационного тепла. Подробно о солнечной радиации написано в [разделе 4.1](#).

## 5.2. Внутренняя среда (однозонная модель)

Внутренняя среда помещения представляет собой объект с распределенными в пространстве среды параметрами. Температура, влажность, подвижность и загрязнение воздуха зависят от точки замера в пространстве помещения. Иногда говорят о таком распределении, как о поле температур, влажности и т.д. В настоящей работе автор не ставит перед собой задачу расчета таких полей, хотя на примере расчета распределения температурных полей в ограж-

дающей конструкции (см. раздел 4.3) можно сделать предположение о том, что в рамках программы такое описание возможно в рамках объектно-ориентированного подхода. В настоящей работе поставим перед собой более простую задачу – рассчитать средние по пространству помещения параметры. Отметим, что под такое описание подходит однозонная модель помещения, т.е. когда используются осредненные параметры для всего помещения. В том случае, когда разбивают помещение на несколько зон (например, по высоте), рассматривают средние параметры по зонам, а между зонами организуются связи воздушными потоками. Идея такого подхода принадлежит Г.М.Позину [44].

Воздушная среда помещения представляет, в этом случае, из себя объект (в шаблонах МОДЭНА этот объект называется «Объем»), который имеет характеристики и ряд портов. Отметим некоторые из этих портов, которыми она связана с другими объектами, что видно по названию этих портов:

- \* порт 1. Вход приточного воздуха.
- \* порт 2. Выход вытяжного воздуха.
- \* порт 3. Теплота от освещения.
- \* порт 4. Теплота от людей.
- \* порт 5. Теплота от технологического оборудования.
- \* порт 6. Теплота от ограждающих конструкций.
- \* порт 7. Теплота от систем отопления.
- \* порт 8. Влагопоступления.

Конечно, может быть несколько портов приточного и вытяжного воздуха и т.д., и, в то же время, некоторые порты могут отсутствовать, например порт 4. Теплота от людей, если это несущественно, либо людей в помещении не бывает.

В пространстве помещения выполняется закон сохранения массы (суммирование проводится по всем n-потокам поступающим (выходящим) в помещение)

$$\sum L_i = 0, \quad (5.2)$$

где  $L_i$ - расход i-го потока поступающего (выходящего) в помещение, кг/с.

Предполагается, что изменение массы воздуха в объеме помещения не происходит. В условиях обычной вентиляции это очевидно. В помещение могут поступать воздушные потоки через систему приточной механической или естественной вентиляции, через ограждающие конструкции, через технологические аппараты и т.д. Выходить из помещения воздух может через системы механической и естественной вентиляции, через ограждающие конструкции, через технологические аппараты и т.д. Обычно поступающий в помещение поток мы берем со знаком «+», а уходящий со знаком «-».

Закон сохранения тепловой энергии для помещения может быть записан так

$$\Sigma Q_i = c_p \cdot V \cdot dT/d\tau, \quad (5.3)$$

где  $Q_i$  - расход  $i$ -го потока поступающего (выходящего) в помещение, кг/с,

$V$  - объем помещения,

$c_p$  - теплоемкость воздуха,

$d\tau$  - шаг времени,

$dT$  - изменение температуры воздуха.

Иногда уравнение (5.3) лучше записать в виде

$$\Sigma Q_i = V \cdot dI/d\tau, \quad (5.4)$$

где  $dI$  - изменение энтальпии воздуха.

Тепловая энергия в помещение поступает (удаляется) с воздухом, через ограждающие конструкции, от солнечной радиации, от технологических аппаратов и материалов, от систем освещения, от людей и т.д. Обычно поступающий в помещение тепловой поток мы берем со знаком «+», а уходящий со знаком «-».

Воздух помещения характеризуется не только термодинамическими параметрами (температура, влажность, энтальпия...), но и концентрациями различных химических компонентов. Для расчета концентраций воздушной массы помещения можно открыть в объеме помещения дополнительные порты поступления химических вредных веществ ( $CO_2$ , дымовых газов и т.д.).

Отметим, что все средние характеристики воздуха помещения, такие как температура, влажность, энтальпия, концентрация вредности  $X_i$ , кратность воздухообмена и т.д. Приводятся в характеристиках, а не портах, т.к. они принадлежат не портам, а всему объекту.

### 5.3. Внутренняя среда (двухзонная модель)

Настоящий раздел написан для расчета систем вытесняющей вентиляции. Вытесняющая вентиляция находит широкое применение для тех помещений, где имеются теплоизбытки и отсутствуют источники движения воздуха. Воздух подается с низкой скоростью в нижнюю зону помещения, а удаляется из верхней. При этом между зонами образуется четкая температурная граница. И.А. Шепелев называл такое явление «температурной подушкой».

В чем особенность расчета вытесняющей вентиляции? Дело в том, что не все тепловыделения попадают в нижнюю зону, тепловыделения, которые в нее не попадают - не участвуют в формировании температуры обслуживаемой зоны. Так, в нее не попадают даже тепловые потоки от человека - вдоль тела человека с конвективными потоками тепла поступает в верхнюю зону.

!!! Проектировщик должен правильно выбрать зоны поступления теплоты (верхняя или нижняя зоны).

!!! Необходимо помнить, что разность температур на оси струи и верхней зоны не безгранична. В случае, если она превосходит какое-то допустимое значение - происходит обрушение температурной подушки и эффективность вытесняющей вентиляции сводится к нулю. К сожалению, в настоящее время нет данных о том, когда нарушается такая устойчивость. В некоторых публикациях приводятся данные о возможном градиенте температур по высоте 3-4°C/м. Если градиент температур окажется выше этих значений, то рекомендуем поменять исходные данные.

Температура приточного воздуха (в режиме охлаждения) должна на 1-2 °С ниже средней температуры в обслуживаемой зоне.

Температуры верхней (вытяжного воздуха) и нижней зон (обслуживаемой зоны) находятся путем теплового баланса по зонам.

Если градиент температур окажется выше этих значений, то рекомендуем поменять исходные данные.

В настоящем шаблоне можно задавать:

- \* поступления теплоты нижнюю зону от технологического оборудования,
- \* поступления теплоты от людей,
- \* количество удаляемого воздуха через местный отсос технологического оборудования,
- \* количество теплоты от ограждения,
- \* количество теплоты от освещения.

Если есть иные источники теплоты, которых нет в шаблоне, то пользователь может добавить их теплопоступления к имеющимся.

В основе теоретического описания двухзонной модели лежит представление о том, что в каждой зоне процессы протекают независимо и между ними возможен лишь воздухообмен. Вопрос о воздухообмене между зонами достаточно сложен, он зависит от типа воздухообмена в помещении. В случае вытесняющей вентиляции, при ее нормальной работе, воздухообмен между зонами равен расходу воздуха подаваемого через воздухоораспределители (схема подачи воздуха в нижнюю и вытяжка из верхней зоны).

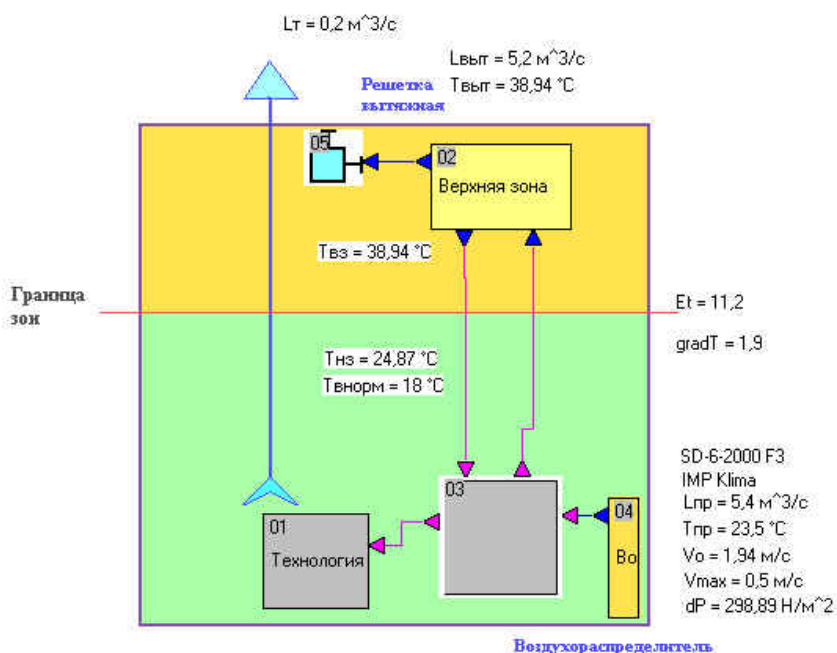


Рис. 5.1. Схема двухзонной модели вентиляции

## 6. Моделирование работы элементов систем отопления и теплоснабжения

### 6.1. Отопительный прибор

Водяной нагревательный (отопительный) прибор представляет собой объект (в данном случае мы не рассматриваем нагревательный прибор как структуру), в состав которого входит три порта: порт 1- вход теплоносителя, порт 2 - выход теплоносителя и порт 3, через который осуществляется теплообмен с окружающей средой (см. рис. 6.1).

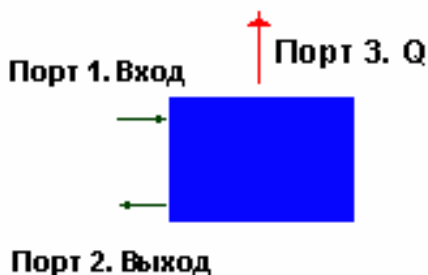


Рис. 6.1. Порты отопительного прибора

Одним из наиболее востребованных нагревательных приборов является отопительный радиатор. Для порта 3 отопительного радиатора наиболее часто применяемой формулой теплообмена является [7]

$$Q = U \cdot \Delta T \cdot A, \quad (6.1)$$

где  $U$  – коэффициент теплопередачи нагревательного прибора,  
 $\Delta T$  – температурный напор,  
 $A$  – площадь поверхности нагревательного прибора.



Использование коэффициента теплопередачи  $U$ , говорит о том, что процесс теплообмена между греющим теплоносителем в нагревательном приборе и воздухом помещения носит сложный характер. Сюда включаются все три известных вида теплообмена: теплопроводность, конвективный и лучистый теплообмены.

Значения, входящие в эту формулу определяют по выражениям, которые связывают, т.н. стандартный режим работы отопительного прибора с текущим

$$\Delta T_{cp} = (T_1 + T_2) / 2 - T_{in}, \quad (6.2)$$

$$U = m^* (\Delta T / \Delta T_n)^n * g^p, \quad (6.3)$$

$$g = G / G_n, \quad (6.4)$$

здесь  $T_1$ - температура входящего теплоносителя,

$T_2$ - температура выходящего теплоносителя,

$T_{in}$ - температура внутреннего воздуха окружающего нагревательный прибор,

$m$  – поправка на направление хода теплоносителя,

$n, p$  – экспериментальные коэффициенты, зависящие от типа нагревательного

$G$  – расход теплоносителя через нагревательный прибор,

$G_n$ - расход воды в кг/с при стандартном режиме, обычно  $G_n = 0,1$ ,

$\Delta T_n$  - образцовый (стандартный) температурный напор, обычно  $\Delta T_n = 60^\circ\text{C}$  или  $70^\circ\text{C}$ , но может быть и другое значение.

Приведенная математическая модель нагревательного прибора отражает работу прибора во всем диапазоне расходов. Недостатком модели является отсутствие инерционности такого прибора.

Иногда задаемся значением произведения  $U * A$ . Эту величину можно определить как экспериментальным, так и расчетным путем.

При установке нагревательных приборов, кроме тепловых, проводят и гидравлические расчеты. Формула для определения гидравлических потерь проста

$$\Delta P = S * G^2, \quad (6.5)$$

где  $\Delta P$  – потери давления, Па,

$S$  - характеристика гидравлического сопротивления.

## 6.2. Узел обвязки нагревательного прибора

Системы отопления содержат в своем составе достаточно большое количество элементов (отопительные приборы, арматура, трубопроводы, фитинги и др.). На рис. 6.2. приведен пример обвязки прибора отопления разбитой на отдельные элементы. Все эти элементы играют роль при расчете гидравлики и теплотехники системы отопления. Подробнее о моделировании гидравлических сетей можно прочесть в [разделе 8.2.](#)

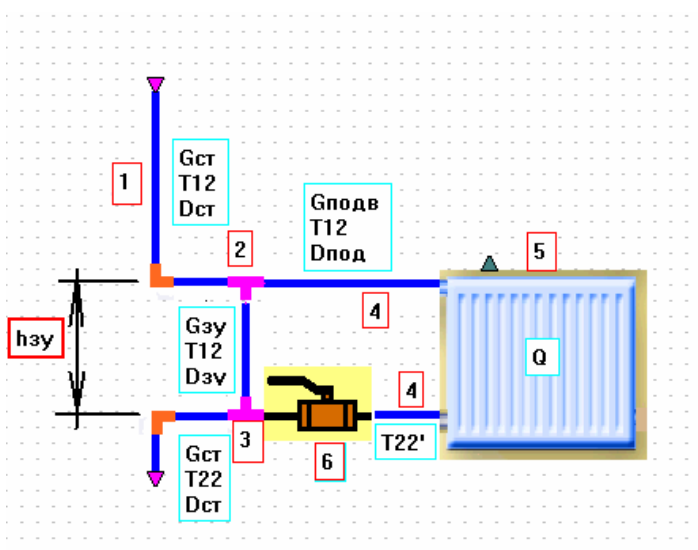


Рис. 6.2. Состав обвязки прибора отопления.

Однако моделировать гидравлические сети из отдельных элементов, хотя и можно, но очень трудоемко. Поэтому, как и при монтаже систем в натуре, когда удобней монтировать систему не из отдельных элементов, а из узлов, это правило верно и для математического моделирования. Моделировать систему отопления необходимо из максимально крупных элементов (структур). Такими структурами являются, так называемые, приборные узлы. На рисунке 6.3 приведено три схемы таких узлов (блоков):

Схема 1. Проточное присоединение.

Схема 2. Схема с двухходовым регулирующим клапаном.

Данная структура состоит из 5-и объектов (1-нагревательный прибор, 2-тройник на разделение, 3-двухходовой клапан, 4-тройник на смешение, 6-контроллер). Управление двухходовым клапаном осуществляется регулятором (с приводом, либо прямого действия). При полностью открытом клапане расход воды через нагревательный прибор максимален. Если клапан закрыт, то вся вода проходит через байпас (перемычку).

Схема 3. Схема с трехходовым клапаном.

Данная структура состоит из 4-х объектов (1-нагревательный прибор, 4-тройник на смешение, 5-трехходовой разделительный клапан, 6- контроллер). Управление трехходовым клапаном осуществляется регулятором (с приводом, либо прямого действия). В отличие от схемы 2, данная схема позволяет пропустить весь расход теплоносителя через нагревательный прибор, переводя ее в схему 1.

В этом описании схем мы пренебрегли соединительными трубопроводами. В тех случаях, когда это принципиально важно, несомненно, следует учитывать и трубопроводы. Более подробно остановимся на схеме 3. Объект 1 – нагревательный прибор, математическая модель его была описана в разделе 6.1. Объект 4 – тройник на смешение описан в разделе 8.2.2. Объект 5 – трехходовой разделительный клапан описан в разделе 8.4. Объект 6 – контроллер описан в разделе 9. Каждый из описанных объектов мы называем **шаблоном**. Эти шаблоны заранее нами готовятся и хранятся в определенном месте для их последующего использования. Простой набор шаблонов еще не представляют собой новую структуру.

Для того чтобы такую структуру построить, необходимо выполнить ряд действий, перечислим эти действия.

1. На схеме, которая может быть выполнена на листе бумаги, либо мысленно представляться (это характерно для опытных инженеров), выполнить разбивку системы на отдельные объекты (структуры) на которые есть готовые шаблоны.

2. Выбрать шаблоны из базы и загрузить (перетащить, скопировать) их в новый проект.

3. Соединить порты объектов.

Как и в реальной практике, необходимо внимательно посмотреть на каждый из объектов будущей структуры. Необходимо знать роль каждого порта, а так же какой вид носителя в этот порт может входить. После изучения роли портов они соединяются.

4. Проверить правильность системы.

На первой стадии эта проверка позволит нам выявить лишь самые общие недочеты: все ли порты соединены, нет ли соединений с двумя пассивными или с двумя активными портами (см. раздел 3).

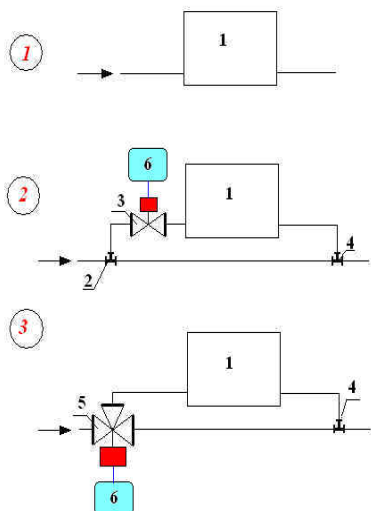


Рис. 6.3. Схемы узлов отопления, которые рассматриваются, как единые блоки.

Узлы в программе все равно состоят из отдельных элементов (объектов) и это, часто делает неудобным их применение. Проекты с участием таких узлов становятся иногда очень большими. Для того, чтобы уменьшить количество объектов в проекте используются эквивалентные объекты, которые работают, как целые узлы. Рассмотрим узел изображенный на рис. 6.4. Если один такой узел, состоящий из отдельных объектов, в модели имеет 325 каналов, то замена на один эквивалентный объект приводит к снижению числа каналов до 92.

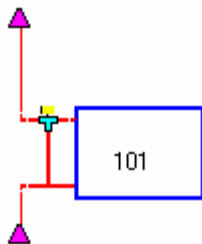


Рис. 6.4. Схемы узла обвязки отопительного прибора с замыкающим участком и трехходовым регулятором.

### 6.3. Счетчики тепловой энергии

Счетчики тепловой и электрической энергии, а также расходомеры являются основными объектами, позволяющими проверить энергетическую систему на адекватность. При этом мы подразумеваем, что проверке подлежат не мгновенные значения каналов, а их интегральные значения за определенный период. Наиболее простыми из счетчиков являются расходомеры.

#### 1. Расходомеры.

Расходомер фиксирует как мгновенный, так и интегральный расходы. Мгновенный расход – это расход, который соответствует значению канала «расход» для теплоносителя. Интегральный расход – расход за определенный промежуток времени.

Формула, определяющая интегральный расход следующая

$$G_{\text{инт}} = \int G \cdot d\tau. \quad (6.6)$$

здесь

$d\tau$  - шаг счета.

$G$  - мгновенное значение расхода.

В этих формулах интегрирование и суммирование осуществляется за конкретный временной интервал.

#### 2. Теплосчетчики

Количество тепловой энергии, проходящей по трубопроводу за время  $d\tau$ , определяют по формуле

$$dQ = G \cdot c \cdot (T - T_0) \cdot d\tau. \quad (6.7)$$

здесь

$c$  - теплоемкость жидкости,

$T$  - мгновенная температура жидкости,

$T_0$  - базовая температура, обычно за нее принимается температура холодного водопровода (примерно 10°C).

Интегральный расход тепловой энергии равен

$$Q_{\text{инг}} = \int G \cdot c \cdot (T - T_0) \cdot d\tau. \quad (6.8)$$

Теплосчетчики бывают, как одно- так и двухпоточные. Однопоточный теплосчетчик замеряет количество тепловой энергии по формуле (2). Для того, чтобы не устанавливать на каждом потоке теплосчетчик (расходомер), во многих случаях, устанавливается двухпоточный теплосчетчик. В этом формулы для определения мгновенного и интегрального расхода теплоты будут иметь вид

$$dQ = G \cdot c \cdot (T_1 - T_2) \cdot d\tau. \quad (6.9)$$

$$Q_{\text{инг}} = \int G \cdot c \cdot (T_1 - T_2) \cdot d\tau. \quad (6.10)$$

здесь

$T_1$  ( $T_2$ ) – температура жидкости в трубопроводе 1 (2).

## 6.4. Моделирование подогревателей типа «вода-вода»

Подогреватели представляют собой объекты с распределенными параметрами. Это представляет сложность при моделировании их структуры. Поэтому мы используем два подхода при описании структур теплообменников.

Первый подход предусматривает представление теплообменника, как структуры с пятью (или четырьмя, при отсутствии теплообмена с окружающей средой) портами. В этом случае для теплообменника записывается система из трех уравнений, которая решается в общем виде. Приведем эту систему (теплообмен с окружающей средой не учитывается)

$$C_w * G_{w1} * (T_{w11} - T_{w10}) = Q, \quad (6.11)$$

$$C_w * G_{w2} * (T_{w20} - T_{w21}) = Q, \quad (6.12)$$

$$K * F_n * ((T_{20} + T_{21})/2 - (T_{10} + T_{11})/2) = Q. \quad (6.13)$$

Уравнения (6.11)...(6.13), соответственно, для потока в трубе, в межтрубном пространстве и для теплообмена между потоками. Данная система уравнений решается относительно конечных температур потоков на выходах (из трубного и межтрубного пространства) и  $Q$ .

Второе представление, которое больше соответствует духу программы, предусматривает разбиение теплообменника на объекты с сосредоточенными параметрами - «трубное пространство» и «межтрубное пространство». Чем на большее количество таких объектов разбит теплообменник, тем точнее будет его расчет. В этом случае нам не приходится предварительно решать систему уравнений. Мы заменяем объект с распределенными параметрами множеством связанных объектов с сосредоточенными параметрами.

Принципиальное отличие второго подхода от первого состоит в том, что во втором подходе можно рассчитывать параметры по длине трубок. Это особенно важно, когда один из теплоносителей по ходу теплообменника изменяет свое фазовое состояние. Второй подход более универсален для пользователя. Хотя для технического программиста он более трудоемок.

Рассмотрим более подробно второй подход. Для этого представим элемент теплообменника, представляющего собой пучок большого количества трубок и межтрубное пространство, как две концентрически расположенные трубы. Причем площадь внутренней трубы равна суммарной площади всего трубного пучка. Общая длина такого эквивалентного теплообменника равна

$$L = F_n / (m * p * d_{тр}), \quad (6.14)$$

где  $F_n$  – общая поверхность нагрева,  $m^2$ ,  
 $d_{tr}$  - диаметр трубки,  $m$ ,  
 $n$ -количество трубок в пучке.

Формула (4) не является абсолютно точной. При необходимости расчет может быть выполнен настоящей программой, но по более точной физической модели. Далее разбиваем всю длину  $L$  на  $n$  объектов «межтрубное пространство» и  $n$  объектов «трубное пространство». В каждом из объектов «трубное пространство» имеется три порта:

- Порт 1. Вход теплоносителя в объект.
- Порт 2. Выход теплоносителя из объекта.
- Порт 3. Тепло через стенку к объекту «межтрубное пространство».

В каждом из объектов «межтрубное пространство» имеется четыре порта:

- Порт 1. Вход теплоносителя в объект.
- Порт 2. Выход теплоносителя из объекта.
- Порт 3. Тепло через стенку объекта в окружающую среду.
- Порт 4. Тепло через стенку к объекту «трубное пространство».

Порты между собой связаны. Внутри объектов возможна аккумуляция теплоты. Каждый из двух объектов является объектом с сосредоточенными параметрами. Это значит, что температура воды в каждой точке пространства объекта одинакова.

Теплообмен между объектами осуществляется по формуле

$$dQ = K * F * ((T_{1вх} + T_1) / 2 - (T_{2вх} + T_2) / 2) * dt, \quad (6.15)$$

где  $K$  - коэффициент теплопередачи между потоками,  $Вт/м^2$ ,

$F$ - поверхность контакта,  $m^2$ ,

$T_{1вх}$  ( $T_1$ ) – температура на входе (выходе) объекта «трубное пространство»,  $^{\circ}C$ ,

$T_{2вх}$  ( $T_2$ ) – температура на входе (выходе) объекта «межтрубное пространство».

Отметим, что температура на выходе является и температурой объекта, что и отражено в ее написании.

Тепло, вносимое в объект входящим теплоносителем

$$dQ_{1вх} = c_w * G_1 * T_{1вх} * dt. \quad (6.16)$$

$$dQ_{2вх} = c_w * G_2 * T_{2вх} * dt. \quad (6.17)$$

Тепло, выносимое из объекта выходящим теплоносителем

$$dQ_{1вых} = c_w * G_1 * T_1 * dt. \quad (6.18)$$

$$dQ_{2вых} = c_w * G_2 * T_2 * dt. \quad (6.19)$$



Тепло, удаляемое из объекта «трубное пространство» в окружающую среду

$$dQ = K_{ст} \cdot F_{ст} \cdot ((T_{2вх} + T_{2вых}) / 2 - T_{окр}) \cdot dt. \quad (6.20)$$

здесь  $K_{ст}$  ( $F_{ст}$ ) – коэффициент теплопередачи (площадь) ограждающей объект поверхности.

Тепло, аккумулируемое в трубном пространстве

$$dQ_{ак} = f_{тр} \cdot c_w \cdot dx \cdot r \cdot (\delta T_1 / \delta t) dt. \quad (6.21)$$

Тепло, аккумулируемое в межтрубном пространстве

$$dQ_{ак} = f_{мтр} \cdot dx \cdot c_w \cdot r \cdot (\delta T_2 / \delta t) dt. \quad (6.22)$$

## 6.5. Моделирование регулирующих клапанов

Различают два основных вида регулирующих клапанов – двухходовые и трехходовые. Они применяются как для жидкого, так и для газообразного теплоносителей.

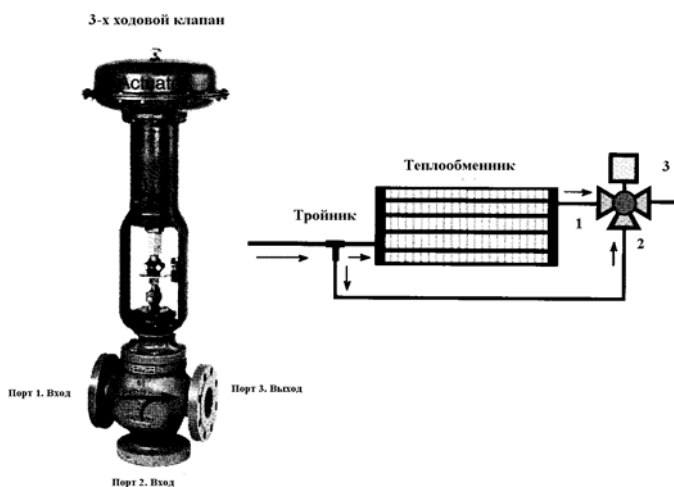


Рис. 6.5. 3-х ходовой регулирующий клапан.

Трехходовые клапана различают смесительные (mixing) и разделительные (diverting). На рис. 6.5 Приведен пример трехходового разделительного клапана [84]. Работа таких клапанов аналогична работе соответствующих тройников.

Особенность работы трехходового смесительного клапана состоит в том, что клапан в направлениях 1-3 и 2-3 имеет одинаковый коэффициент  $K_v$ . Если предположить, что  $P_1=P_2$ , то при любом положении штока клапана

$$G_1+G_2=(P_1-P_3)^{1/2} \cdot K_v = \text{const.} \quad (6.23)$$

Это соотношение особенно важно в системах отопления с качественным регулированием и его необходимо учитывать при математическом описании работы клапана. Понятно, что условие формулы... не соблюдается с абсолютной точностью. Степень отклонения от этого условия определяется коэффициентом искажения  $P_v$  и хорошо иллюстрируется на рис. 6.6, взятом из работы [20]. Отклонение связано с тем, что в реальной практике не удается выдерживать постоянные напоры перед портами 2 и 3.

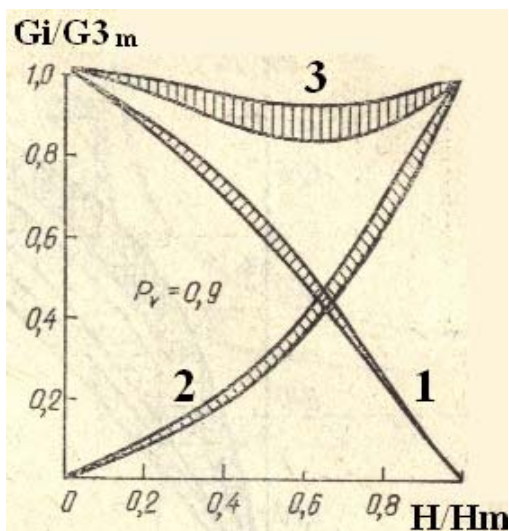


Рис. 6.6. Характеристика трехходового смесительного клапана  
 $G_i/G3_m$  – относительный расход воды через  $i$ -ый порт тройника,  
 $G3_m$  – максимальный расход воды через порт 3,  
 $H/H_m$  – относительное положение штока клапана,  
 $H_m$  – максимальный ход штока клапана,  
 1 – расход воды через порт 1,  
 2 – расход воды через порт 2,  
 3 – расход воды через порт 3.

## 6.6. Насос

Насос – это аппарат, который предназначен для перекачки жидкости. Перекачка осуществляется за счет создания дополнительного напора ( $H$ ). Напор, создаваемый вентилятором, можно записать в виде полинома

$$H = P_0 + a_1 * G + a_2 * G^2 + a_3 * G^3, \quad (6.24)$$

где

$G$  – расход воды перекачиваемой насосом, кг/с,

$P_0$  – напор на холостом ходу, Па,

$a_1, a_2, a_3$  – коэффициенты полинома.

Обычно коэффициенты полинома и свободный член можно определить путем обработки паспортной характеристики насоса. Полученные значения заносятся в [базу оборудования и материалов](#). Обычно в базу оборудования и мате-

риалов заносят минимальные и максимальные значения расходов. Это связано с тем, что уравнение (7.1) отражает характеристику только в зоне между максимальным и минимальным значениями расхода, как поведет себя насос вне этих значений – мы не знаем.

В последнее время используют частотное управление насосом, в этом случае формулу (7.1) можно преобразовать в

$$H=(P_0+a_1*G+a_2*G^2+a_3*G^3)*(n_f/n_{np})^2, \quad (6.25)$$

где

$n_f$  – число оборотов насоса фактическое, об/с,

$n_{np}$  – число оборотов насоса паспортное, об/с.

В программе МОДЭН насос – объект, который имеет три порта: порт 1 – вход воды, порт 2 выход воды, порт 3 – подвод, например, электрической энергии.

## 7. Моделирование работы элементов систем вентиляции и КВ

### 7.1. Вентиляторы

Вентилятор- это аппарат, который предназначен для перекачки воздуха. Перекачка осуществляется за счет создания дополнительного воздушного напора (Н). Напор, создаваемый вентилятором, можно записать в виде полинома

$$H=P_0+a_1*L+a_2*L^2+a_3*L^3, \quad (7.1)$$

где

L- расход воздуха прокачиваемый через вентилятор, м<sup>3</sup>/с,

P<sub>0</sub>- напор вентилятора на холостом ходу, Па,

a<sub>1</sub>,a<sub>2</sub>,a<sub>3</sub> – коэффициенты полинома.

Обычно коэффициенты полинома и свободный член можно определить путем обработки паспортной характеристики вентилятора. Полученные значения заносятся в [базу оборудования и материалов](#). Обычно в базу оборудования и материалов заносят минимальные и максимальные значения расходов. Это связано с тем, что уравнение (7.1) отражает характеристику только в зоне между максимальным и минимальным значениями расхода, как поведет себя вентилятор вне этих значений – мы не знаем.

В последнее время используют частотное управление вентилятором, в этом случа формулу (7.1) можно преобразовать в

$$H=(P_0+a_1*L+a_2*L^2+a_3*L^3)*(n_f/n_{np})^2, \quad (7.2)$$

где

n<sub>f</sub>- число оборотов вентилятора фактическое, об/с,

n<sub>np</sub> – число оборотов вентилятора паспортное, об/с.

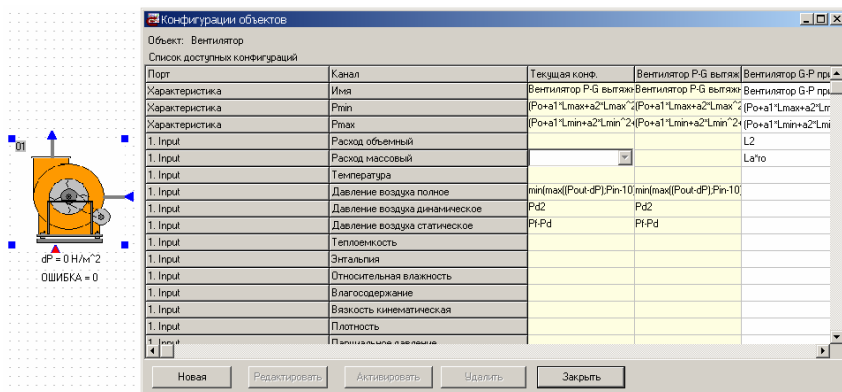


Рис. 7.1. Конфигурации вентилятора в программе МОДЭН

В шаблоне «Вентилятор» имеется только один объект вентилятор, который имеет три порта. Порт 1 – вход воздуха, порт 2 – выход воздуха, порт 3 – подвод электрической энергии. Объект «Вентилятор» имеет две [конфигурации](#) – G-P (для приточного вентилятора) и P-G (для вытяжного вентилятора) (см. рис. 7.1). Конфигурация G-P означает, что в порту 1 активным является канал расхода воздуха (G), а в порту 2 – активным является канал давления. Повторим из [Книги 1](#), что активным является тот канал, который свой формулой формирует значение канала, а пассивным канал является тогда, когда значение ему передается со связанного с ним канала.

Проведя компьютерный эксперимент можно построить характеристику вентилятора в графической (более привычной) форме (см. рис. 7.2).

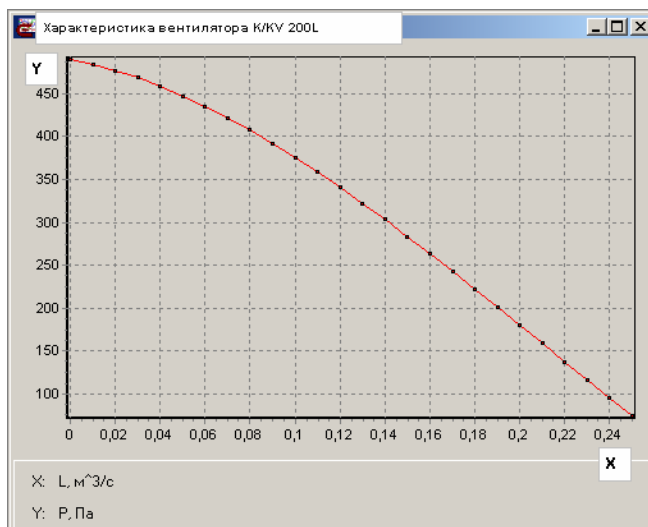


Рис. 7.2. Характеристика вентилятора по формуле (7.1)

## 7.2. Калориферы

Обычно калорифером или воздухонагревателем называют теплообменник воздух-воздух. Калориферы бывают с разными теплоносителями: вода, пар, электрическая энергия.

### Калорифер с теплоносителем «вода».

В МОДЭНе калорифер представляется, как объект с 4 портами: порт 1 - вход воды, порт 2 – выход воды, порт 3- вход воздуха, порт 4 – выход воздуха (см. рис.7.3).

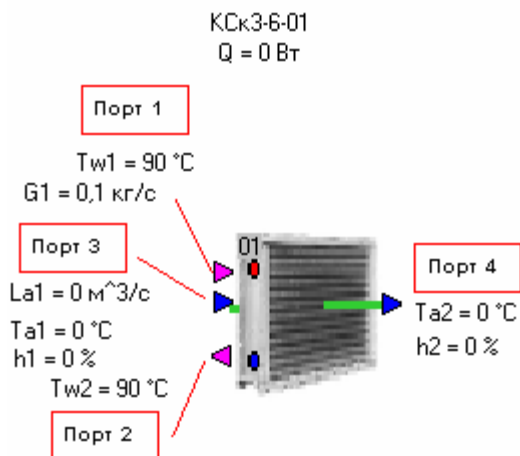


Рис. 7.3. Калорифер в МОДЭНе

В калорифере применяется расчет, как при противоточной схеме движения теплоносителей. В этом случае температурный напор определяется по формуле (рис. 7.4)

$$\Delta T = \text{If}(T_{w1} - T_{a2} > T_{w2} - T_{a1}; ((T_{w1} - T_{a2}) - (T_{w2} - T_{a1}) / \text{Ln}(\text{abs}((T_{w1} - T_{a2}) / (T_{w2} - T_{a1}))))); ((T_{w2} - T_{a1}) - (T_{w1} - T_{a2}) / \text{Ln}(\text{abs}((T_{w2} - T_{a1}) / (T_{w1} - T_{a2}))))). \quad (7.3)$$

Абсолютная величина в формуле (7.3) нужна для того, чтобы колебания температур при счете не привели к тому, что придется брать логарифм из отрицательного числа.

Коэффициент теплопередачи в калорифере определяется формулой (эта формула верна для стандартных калориферов, выпускаемых в России, например, на Костромском калориферном заводе)

$$U = a_1 * V_{a0}^{a_2} * V_w^{a_3}, \quad (7.4)$$

где

$a_1, a_2, a_3$  – коэффициенты, зависящие от марки калорифера,

$V_{a0}$  – весовая скорость в живом сечении калорифера,

$V_w$  – скорость воды в трубках.

Количество теплоты переданной в калорифере определяется по формуле (см. [раздел 2.5](#))



$$Q=U*A*\Delta T, \quad (7.5)$$

где

A – поверхность нагрева калорифера.

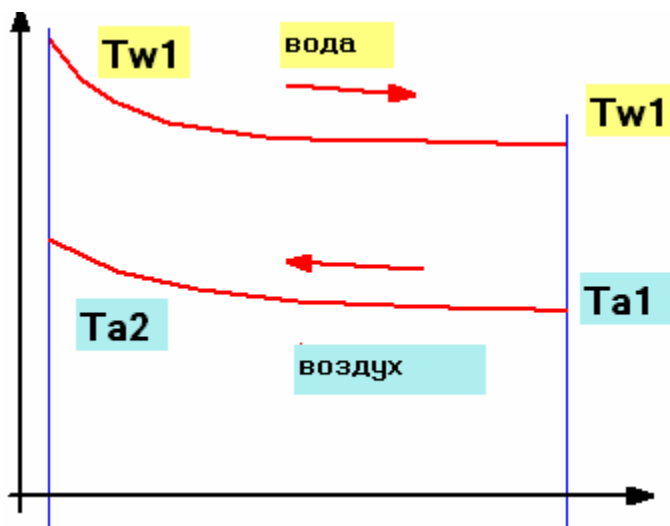


Рис. 7.4. График температур при противотоке.

### 7.3. Воздухораспределители

В настоящее время используются воздухораспределители различных марок и фирм. К сожалению, нет общепринятого представления воздухораспределителей разных марок. Такое описание было ранее в СССР. Оно было основано на теории турбулентных струй ведущих свое начало от работ Г.Н.Абрамовича и И.А.Шепелева [1,70].

В чем же трудность теоретического описания расчета (подбора) воздухораспределителей. Дело в том, что воздухораспределение решает задачу подачи приточного воздуха в помещение с целью обеспечения в помещении нормируемых параметров воздушной среды. Что это за нормируемые параметры? Это средние параметры по площади (объему) помещения, локальные параметры в каждой точке помещения, распределение параметров по площади? До сих пор ответа на эти вопросы нет однозначного ответа. Общепринятыми в стра-

нах СНГ и Европы можно считать нормирование параметров (температура, подвижность воздуха и пр.) по оси приточной струи. Мы будем придерживаться этой общепринятой практики.

Авторы настоящего шаблона сделали попытку представить, как воздухо-распределители России, так и некоторые зарубежные в стандартном описании, опирающиеся на теорию турбулентных струй.

Перед началом расчета необходимо выбрать:

- \* расход приточного воздуха через воздухо-распределители,
- \* количество воздухо-распределителей,
- \* требуемую схему струи (настилаящаяся или ненастилаящаяся),
- \* расстояние до обслуживаемой зоны, либо до того места, где скорость на оси струи ( $V_x$ ) должна быть не выше нормируемой,
- \* тип воздухо-распределителя из базы,
- \* задать максимальную подвижность воздуха при входе в ОЗ для оси струи.

Распределение скорости по оси струи определяется по формуле

$$V_x/V_0=(R_0/x)^{(1+j)/2} \cdot m_v \quad (7.6)$$

где

$j=0$  – для плоской струи и  $j=1$  – для компактной струи.

$m_v$  – скоростной коэффициент, зависящий от типа воздухо-распределителя,

$x$  - расстояние, измеряемое от полюса струи,

$R_0$  – высота воздухо-распределителя для плоской струи и  $R_0 = A^{1/2}$  для компактной струи,

$A$  - площадь живого сечения воздухо-распределителя.

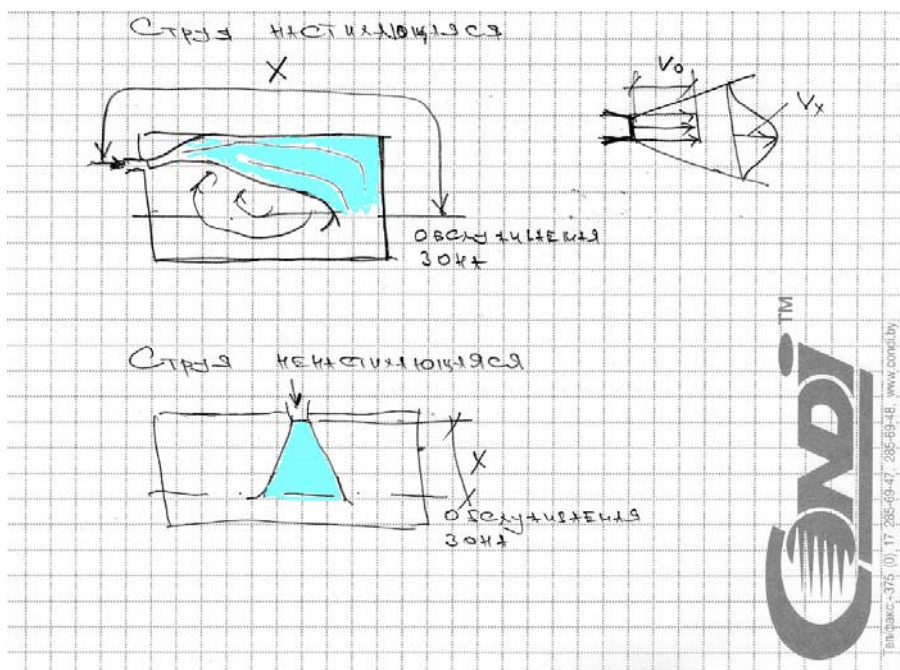


Рис. 7.5. Схемы подачи воздуха из воздухораспределителей

## 7.4. Воздушные потоки через строительные конструкции

Поскольку перемещение воздушных потоков подчиняется законам гидравлики, то для них, при развитом турбулентном течении через отверстие площадью  $A$ , справедлива зависимость (2.9), которую записывают в виде

$$\Delta P = (\rho/2 * C_d * A) * L^2, \quad (7.7)$$

где

$\rho$  - плотность воздуха,

$C_d$  - коэффициент расхода отверстия,

$A$  - площадь живого сечения отверстий,

$L$  - расход воздуха.

Однако потоки через отверстия не всегда имеют развитый турбулентный характер, поэтому уравнение (7.7) в общем случае имеет вид

$$\Delta P = (\rho/2 * C_d * A) * L^n, \quad (7.8)$$

где

$n$ -переменный коэффициент, который принимает значения от 1 до 2.

При воздухопроницании через поры в плотных материалах  $n=1$  (ламинарный режим). Для менее плотных материалов, щелей, трещин значение коэффициента  $n$  стремится к 2, по мере приближении ламинарного режима к турбулентному [72].

Российские нормативные документы дают однозначные значения этого коэффициента при инфильтрации [59]:

$n=1,49$  – окна, балконные двери и фонари;

$n=2$ - щели притворов наружных дверей;

$n=1$  – щели в наружных панелях.

В соответствии с Российскими правилами нормируется воздухопроницаемость светопрозрачных конструкций при  $\Delta P=10$  Па, тогда из (7.8) следует

$$10 = (\rho/2 * C_d * A) * (L_s)^n, \quad (7.9)$$

где

$L_s$  –нормируемая воздухопроницаемость при  $\Delta P=10$  Па.

Разделим уравнение (7.7) на (7.8)

$$\Delta P/10 = (L/L_s)^n, \quad (7.10)$$

Живое сечение отверстий (пор) для прохода, например в окне или наружной стене, меньше самого наружного ограждения.

## 8. Моделирование систем тепло- и холодо-снабжения.

### 8.1. Моделирование гидравлических сетей

Под гидравлическими сетями понимаем систему связанных трубопроводов, предназначенных для доставки жидкости от источника к потребителю. Поскольку гидравлические сети рассматриваются применительно к системам теплоснабжения и отопления, то их моделирование неотъемлемо от моделирования потребителей, источников и тепловых режимов в трубопроводах.

Любую гидравлическую сеть можно представить, как состоящую из следующих основных элементов: трубопроводов, тройников, арматуры, насосов (вентиляторов) и т.д.

#### Основные формулы

Гидравлическая сеть подчиняется закону Бернулли, который запишем в виде потери давления на участке сети постоянного расхода между узлом 1 и узлом 2

$$\Delta P_f = (P_{s1} - P_{s2}) + (P_{d1} - P_{d2}) + (P_{z1} - P_{z2}), \quad (8.1)$$

где

**$P_{s1}$  ( $P_{s2}$ )** – статическое давление в начальной (конечной) точке, Па,

**$P_{d1}$  ( $P_{d2}$ )** – динамическое давление в начальной (конечной) точке, Па,

**$P_{z1}$  ( $P_{z2}$ )** – геометрическое давление в начальной (конечной) точке, Па.

Динамическое давление определяем по формуле

$$P_d = \rho * V^2 / 2, \quad (8.2)$$

где

**$\rho$**  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>,

**$V$**  – скорость жидкости, м/с.

**Геометрическое (или гравитационное) давление определяем по формуле**

$$P_z = g * \rho * H_z, \quad (8.3)$$

где

$g=9,81$  м/с,  
 $\rho$  –плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>,  
 $H_z$  – отметка узла, м.

Существует несколько методов расчета гидравлических систем. Мы, в шаблонах программы МОДЭН, применяем метод расчета с использованием понятия гидравлических характеристик сопротивления (S). Такой метод нашел широкое применение в практическом проектировании. Основное уравнение этого метода приведено в формуле (2.9). Потери давления распределяются на потери в местных сопротивлениях и на потери по длине. Потери в местных сопротивлениях удобно рассчитывать с помощью коэффициента местных сопротивлений -  $\xi$ . Потери по длине рассчитываются через коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ . Для определения  $\lambda$  используется известная формула Альтшуля (8.9).

Ниже приведем перечень основных формул.

Потери давления в сети состоит из потерь в трубопроводах (первое слагаемое в скобках) и потерь на местных сопротивлениях (второе слагаемое в скобках)

$$dP=(\lambda \cdot L/D+\Sigma \xi) \cdot \rho \cdot V^2/2 \quad (8.4)$$

или

$$dP= S \cdot G^2, \quad (8.5)$$

тогда характеристика гидравлических сопротивлений

$$S=(\lambda \cdot L/D+\Sigma \xi) \cdot \rho \cdot V^2/2/ G^2, \quad (8.6)$$

а, т.к.

$$V=G/(\pi \cdot \rho \cdot D_y^{2/4}), \quad (8.7)$$

То

$$S=(\lambda \cdot L/D+\Sigma \xi) \cdot \rho /(\pi \cdot \rho \cdot D_y^{2/2}), \quad (8.8)$$

Коэффициент гидравлического трения (формула Альтшуля) [3]

$$\lambda=0.11 \cdot (Kek/D+68/Re)^{0.25}, \quad (8.9)$$

## Почему начинает двигаться жидкость?

Жидкость перемещается за счет разности полных давлений. Если в системе, на каком то  $i$ -ом элементе возникает такая разность (между входом и выходом) -  $dP_{fi}$ , то возможно начнется движение жидкости по закону (см. уравнение (8.5))

$$G=(dP_{fi}/S_i)^{1/2} \quad (8.10)$$

где  $dP_{fi}$ -разность давлений на  $i$ -ом элементе, Па,  
 $S_i$  - характеристика сопротивления  $i$ -го элемента.

В системе обязательно должен быть такой элемент, который формирует расход по формуле (8.10). Таким элементом может быть трубопровод, вентиль, отвод и т.д, но, желательно, чтобы он имел значительное гидравлическое сопротивление. Это приведет к большей устойчивости всей системы при ее расчете. Это понятно, допустим, что характеристика  $S_i$  мала, то малы на нем и потери давления  $dP_{fi}$ , т.е. колебания давления при счете приведут при малых характеристиках сопротивления к значительным скачкам расхода

$$G+\Delta G=((dP_i+\Delta P_i)/S_i)^{1/2} \quad (8.11)$$

отсюда с учетом (8.10) скачок расхода будет равен

$$\Delta G=((dP_i+\Delta P_i)/S_i)^{1/2}-(dP_i/S_i)^{1/2} =G*((1+\Delta P_i/dP_i)^{1/2} -1) \quad (8.12)$$

$$\Delta G/G=((1+dP_i/\Delta P_i)^{1/2} -1) \quad (8.13)$$

Допустим, что потери на элементе составляют 200 Па, а скачок давления равен 100 Па, тогда изменение расхода составит 22%,

$$\Delta G/G*100=((1+\Delta P_i/dP_i)^{1/2} -1)*100=((1+100/200)^{1/2}-1)*100=22\%,$$

А если потери на элементе были 500 Па, а скачок давления равен те же 100 Па,

$$\Delta G/G * 100 = ((1 + \Delta P_i / dP_i)^{1/2} - 1) * 100 = ((1 + 100/500)^{1/2} - 1) * 100 = 9,5\%,$$

А если же потери на элементе были 5000 Па, а скачок давления равен те же 100 Па,

$$\Delta G/G * 100 = ((1 + \Delta P_i / dP_i)^{1/2} - 1) * 100 = ((1 + 100/5000)^{1/2} - 1) * 100 = 1\%.$$

В создаваемых сегодня шаблонах мы пытаемся придерживаться некоторых правил по созданию элементов, формирующих расход. Так, для открытых систем такими элементами могут являться только оконечные элементы, т.е. элементы, стоящие на выходе из гидравлической системы: воздухораспределители, решетки, краны и т.д.

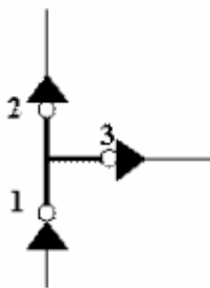
**Основное правило 1.** В открытых системах формировать расход следует в конечных элементах системы.

## Тройник

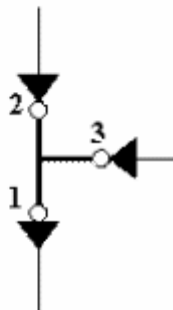
Одним из наиболее важных и трудно моделируемых элементов любой гидравлической системы является тройник. Тройник состоит из трех портов: ствола, прохода и бокового ответвления. Тройники бывают двух основных типов: слияния и разделения. На рисунке 8.1 приведены схемы таких тройников и описания каждого порта тройника.



**Тройник на  
разделение**



**Тройник на  
слияние**



**Порт 1. Ствол**  
**Порт 2. Проход**  
**Порт 3. Боковое ответвление**

*Рис. 8.1. Схемы тройников*

В гидравлике при описании тройников рассматривают гидравлические потери на проход (через порт 2) и на боковое ответвление (порт 3): коэффициенты местных потерь на проход –  $\zeta_p$  и боковое ответвление  $\zeta_b$ . Отличительной способностью программы МОДЭН является то, что в ней наиболее предпочтительно использовать не таблицы для расчеты коэффициентов местных потерь, а формулы. Нами были использованы, как известные формулы из справочника [34], так из других открытых источников (например, [18]).

## Гидравлические сети

Существуют различные классификации схем гидравлических сетей. Мы же разделим гидравлические сети на открытые и закрытые. Открытые сети имеют контакт с окружающей средой, закрытые сети такого контакта не имеют (если они не претерпели разрыва, что с ними иногда случается). Типичными представителями открытых сетей являются сети вентиляции, водоснабжения и т.п., а закрытых сетей – сети отопления и теплоснабжения.

В открытых сетях есть, так называемые, потребителя (источники) жидкости. К ним можно отнести:

- в системах водоснабжения – водоразборную арматуру;

- в системах приточной вентиляции – воздухораспределители (потребитель), наружные воздухоприемные заслонки (источник);
- в системах вытяжной вентиляции – местные отсосы (источник) и выбросные зонты (потребитель).

Как в открытых, так и в закрытых сетях возможно наличие т.н. кольцевых сетей (контуров), отличающихся тем, что жидкость по веткам контуров может течь в различных направлениях. Это приводит к тому, что тройник на разделение вдруг становится тройником на слияние, и это приводит к перестройке основ расчета самого тройника. Упрощает дело лишь то, что в кольцевых сетях потери в местных сопротивлениях относительно невелики, и такими потерями можно пренебречь.

Пример и расчет такой сети приведен в работе [28]. При построении кольцевых сетей надо выполнять следующие правила:

**Правило 2.** В закрытых, в том числе и кольцевых закрытых, сетях необходимо организовать, так называемую, нулевую точку, т.е. точку с постоянным статического давления.

**Правило 3.** В каждом контуре кольцевой необходимо иметь элемент, формирующий расход в контуре.

**Правило 4.** В кольцевых закрытых сетях в одном из тройников не записываются уравнения сохранения расхода, в этом же тройнике необходимо иметь нулевую точку. Этот тройник является «пупом» системы. Удаление «пупа» приводит к слому всей гидравлической системы. Если схема составлена верно, то закон сохранения расхода в «пупе» должен выдерживаться автоматически.

## Температура

Температура – один из каналов в рассматриваемой системе. Значение температуры выходящего потока в трубопроводе равно температуре входящего за минусом тепловых потерь в трубопроводе. В тройнике температура на выходе определяется температурами входящих в тройник потоками. Например, для выходящего потока через порт 2 текущего тройника, изображенного на рис. 8.1.

$$T_2 = (T_1 \cdot G_1 + T_3 \cdot G_3) / (G_2), \quad (8.14)$$

Причем здесь не имеет значения, с какими знаками будут расходы  $G_1$  и  $G_3$ , важно, чтобы расход  $G_2$  имел знак «плюс».

## Системы с естественной циркуляцией теплоносителя

Системы с естественной (гравитационной) циркуляцией теплоносителя отличаются тем, что в качестве побудителя циркуляции лежит различный геометрический напор в портах входа и выхода, связанный не с разностью отметок, а разностью плотностей жидкости.

Обратимся еще раз к формуле (8.3) и запишем уравнение, отражающее разницу геометрических напоров на входе и выходе, например, в отопительный прибор (котел), в предположении, что порты входа и выхода расположены на одном уровне

$$Pz_2 - Pz_1 = g \cdot H_z \cdot (\rho_2 - \rho_1), \quad (8.15)$$

где

$Pz_1(Pz_2)$ -геометрическое давление на входе (выходе),

$H_z$ -геометрическая отметка относительно условной нулевой плоскости,

$\rho_1(\rho_2)$ -плотность жидкости на входе (выходе).

Отступим от классического описания систем с естественной циркуляцией [30], а будем представлять эту возникшую разницу геометрических напоров, как «маленький насосик», который помещен в отопительный прибор (котел). Если по ходу движения теплоносителя напор «насосика» растет, то он направлен в сторону движения, если падает, то против движения. За счет дополнительного геометрического напора происходит рост полного давления (динамический напор меняется не сильно, а статическое давление не меняется вовсе).

Определим направление работы «насосика» в стандартной системе отопления. На выходе из отопительного прибора напор изменится на величину (см. уравнение 8.10)

$$\Delta P_{zot} = Pz_2 - Pz_1 = g \cdot Z_{ot} \cdot (\rho_2 - \rho_1).$$

Разность плотностей ( $\rho_2 - \rho_1$ )- величина положительная, т.к. вода в отопительном приборе остывает и плотность на выходе больше, чем на входе. Если  $Z_{ot}$  больше нуля, когда отопительный прибор расположен выше нулевой линии, тогда  $\Delta P_{zot} > 0$  и «насосик» отопительного прибора стремится направить воду по основному движению теплоносителя. Если же  $Z_{ot}$  меньше нуля, когда отопительный прибор расположен ниже нулевой линии, тогда  $\Delta P_{zot} < 0$  и «насосик» отопительного прибора стремится направить воду против основного движения теплоносителя.

На выходе из котла напор вырастет на величину (см. уравнение 8.10)

$$\Delta P_{zkot} = Pz_2 - Pz_1 = g \cdot Z_{kot} \cdot (\rho_2 - \rho_1).$$

Разность плотностей ( $\rho_2 - \rho_1$ )- величина отрицательная, т.к. вода в котле нагревается и плотность на выходе меньше, чем на входе. Если  $Z_{kot}$  больше нуля, когда котел расположен выше нулевой линии, тогда  $\Delta P_{zkot} < 0$ , а это значит,

что «насосик» котла стремится направить воду против основного движения теплоносителя. Если же  $Z_{\text{кот}}$  меньше нуля, когда котел расположен ниже нулевой линии, тогда  $\Delta P_{z\text{кот}} > 0$ , а это значит, что «насосик» котла стремится направить воду по основному движению теплоносителя.

Из вышеизложенного следует общеизвестный вывод о том, что для увеличения напора в системе отопления с естественной циркуляцией котел следует заглублять как можно ниже.

{bmct 161.shg}

*Рис. 8.2. Схема естественной циркуляции в системе отопления*

## Рекомендации по моделированию

1. Начертить схему на бумаге. Разбить ее на элементы. Установить активность портов придерживаясь «Основных правил 1 и 2».
2. Определить формирующие расход элементы. Учесть, что в контуре нежелательно иметь несколько формирующих элементов, хотя это и возможно.
3. Выбрать направления течения жидкости по веткам.
4. Следует учитывать, что в шаблонах:
  - трубопроводов принято направление движения жидкости от порта 1 к порту 2. Если жидкость будет, в действительности, течь в обратном направлении, то расход будет со знаком «минус»,
  - тройников на разделение (приточный тройник) направление расхода жидкости приняты: вход – через порт 1, выход – через порты 2 и 3.
  - тройников на смешение (вытяжной тройник) направление расхода жидкости приняты: вход – через порты 2 и 3, выход – через порт 1.

**!!! В тех случаях, когда такое направление не удастся выдержать, необходимо изменить формулы работы тройников**

## Условные обозначения

- G**- расход жидкости, кг/с,  
**P**- давление в трубопроводе (тройнике), н/м<sup>2</sup>,  
**Pc**- давление в центре тройнике, н/м<sup>2</sup>,  
**P1(2,3)**- давление в порту 1 (2,3) тройника, н/м<sup>2</sup>,  
**dP** – потери давления на участке трубопровода, н/м<sup>2</sup>,  
**δP** - разрешенное изменение давления на одном шаге счета, н/м<sup>2</sup>,  
**S** - суммарная гидравлическая характеристика, (н/м<sup>2</sup>)/ (кг/с)<sup>2</sup>,  
**Sm**- гидравлическая характеристика местных сопротивлений, (н/м<sup>2</sup>)/ (кг/с)<sup>2</sup>,  
**Sl**- гидравлическая характеристика трубопровода, (н/м<sup>2</sup>)/ (кг/с)<sup>2</sup>,  
**Σξ**- сумма коэффициентов местных сопротивлений,  
**λ**- коэффициент гидравлического трения,  
**L** – длина участка трубопровода, м,  
**D** – диаметр трубопровода, м,  
**g** – ускорение свободного падения (9,81 м/с<sup>2</sup>),  
**v**- кинематическая вязкость воды, м<sup>2</sup>/с,  
**ρ**- плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>,  
**Re**- число Рейнольдса,  
**Kek**- эквивалентная гидравлическая шероховатость, м,  
**T**- температура, °С,  
**T1(2,3)** - температура в порту 1 (2,3) тройника, °С.

## 8.2. Моделирование индивидуальных тепловых пунктов (ИТП)

ИТП предназначен для стыковки теплоисточника (наружных тепловых сетей, котельной и пр.) с потребителями тепловой энергии здания (системы отопления, горячего водоснабжения или теплоснабжения вентиляции). Существует большое количество схемных решений ИТП. Современный тепловой пункт состоит из большого количества элементов, вот основные из них: арматура, клапана (см. [раздел 8.4](#)), насосы, фильтры, теплосчетчики (см. [раздел 8.1](#)), подогреватели (см. [раздел 8.3](#)) элементы автоматики (см. [раздел 8.4](#)) и т.д. Сложность моделирования ИТП еще и в том, что работа ИТП зависит, как от параметров наружной сети, так и от характеристик потребителя.

Рассмотрим схему ИТП приведенную на рис.8.3. Это стандартная схема современного теплового пункта с нагрузкой только от отопления.

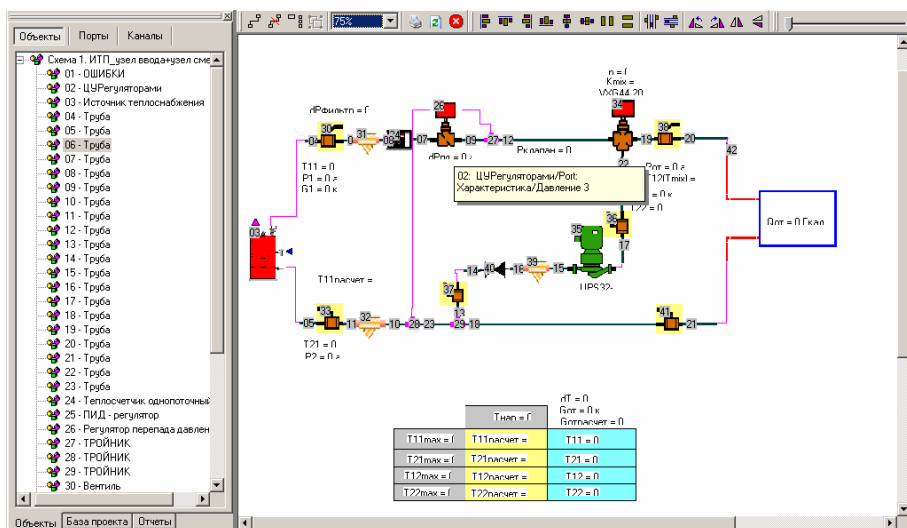


Рис. 8.3. Схема ИТП

## 8.3. Моделирование работы тепловых сетей

Тепловые сети – сети трубопроводов, по которым течет жидкий теплоноситель (вода, пар, масло и т.д.). При расчете тепловых сетей решают несколько

задач: гидравлический расчет, тепловой расчет и механический расчет. Задачей гидравлического расчета тепловой сети является построение пьезометрического графика (графика давлений) с целью определения требуемых перепадов давления (напоров) у потребителя. Задачей теплового расчета является расчет параметров теплоносителя у потребителя с учетом тепловых потерь трубопроводов. Задачей механического расчета является определение прочностных характеристик трубопроводов и подбор компенсаторов.

Остановимся на задаче гидравлического расчета тепловых сетей.

Существует квартал жилых домов. В каждом доме расположено несколько ИТП (индивидуальных тепловых пункта), которые обслуживают по 2-3 подъезда дома. Теплоснабжение квартала осуществляется от отдельно стоящего ЦТП (центральный тепловой пункт). В ИТП находится обычный элеваторный узел для системы отопления. Напора в ЦТП не хватает на обеспечение нормальных гидравлических режимов, особенно в условиях пониженного температурного графика от теплоисточника.

Предполагается замена элеваторного узла на смесительный блок с 3-х ходовым клапаном и насосом на перемычке. Система автоматики ИТП должна поддерживать требуемую температуру смешанной воды по температуре в квартире. В квартирах, кроме теплопотерь, присутствуют бытовые теплопотупления, различные по часам суток.

Задачей гидравлического расчета является проверка существующих тепловых сетей на работу с автоматизированными ИТП.

На рис. 8.4 приведены скрин-шоты программы МОДЭН. По результатам расчета можно увидеть, например, пьезометрический график тепловой сети.

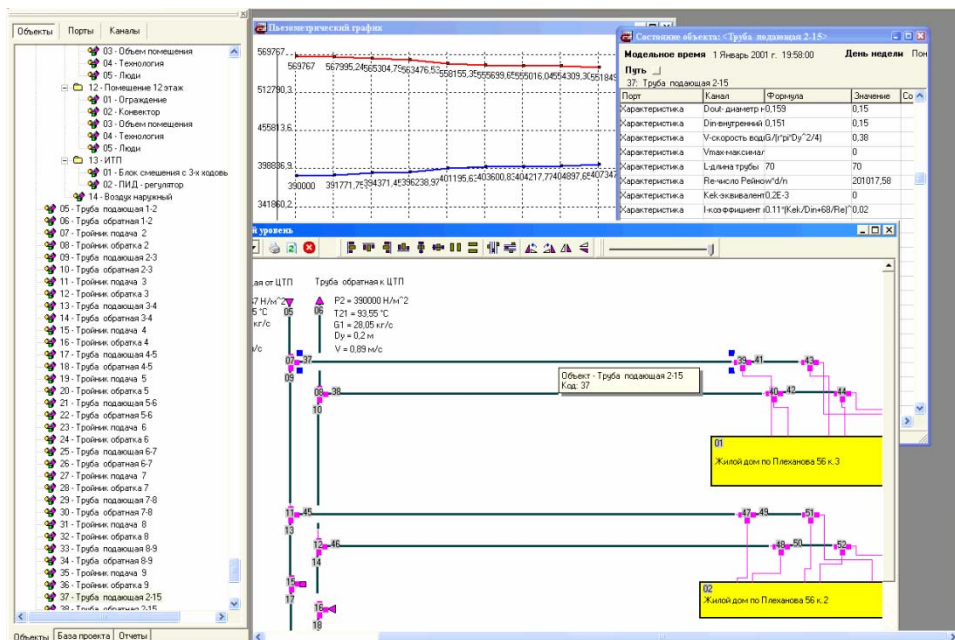


Рис. 8.4. Тепловые сети

## 8.4. Однотрубные системы отопления с замыкающими участками

В последнее время особую популярность получили двухтрубные системы и однотрубные системы отопления с трехходовыми термостатами. Однако «не сошли со сцены» и ранее широко применяемые однотрубные системы отопления с замыкающими участками. Почему же расчет таких устоявшихся и, можно сказать, тривиальных систем сегодня кому-то интересен, ведь вроде там все ясно и вопросов быть не должно? Дело в том, что современные программные продукты, поставляемые нам зарубежными фирмами, не позволяют рассчитывать такие системы, расчет же их по справочникам и учебникам, либо просто не возможен [14], либо не описывает всех исходных данных позволяющих с пониманием вести необходимые расчеты [54, 69].

Рассмотрим обычный радиаторный узел с осевым замыкающим участком, приведенным на рис. 8.5а (рисунок взят из программы МОДЭН. Схема узла



может отличаться от приведенной на рисунке и, в дальнейшем, мы рассмотрим несколько таких схем. Скажем лишь, что сложилось общепринятое описание таких узлов, которое выражается простой формулой  $G_{ст} \cdot D_{з} \cdot D_{подв}$ , причем значения диаметров выражаются в мм. Понятно, что при тепловом расчете отопительного прибора необходимо знать – сколько же воды от общего расхода в стояке поступит в прибор, поэтому при расчете таких узлов вводится понятие коэффициента затекания, который равен

$$\alpha = G_{подв} / G_{ст}, \quad (8.16)$$

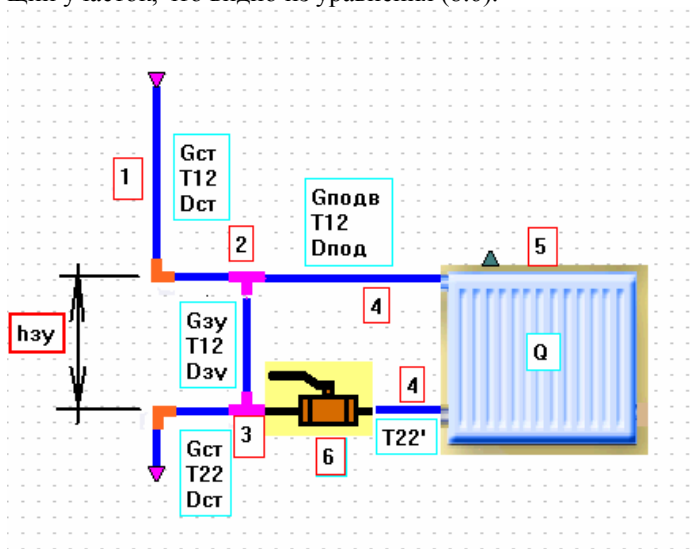
где  $G_{подв}$  – расход воды поступающей в радиатор, кг/с,  
 $G_{ст}$  – расход воды по стояку, кг/с.

Как при гидравлических, так и при тепловых расчетах однотрубных систем отопления с замыкающими участками расчет коэффициента затекания представляет наибольшую сложность. Можно решить задачу в общем виде, как это было сделано в справочнике [14], но никакой позитивной информации после такого расчета получить не удалось, т.к. в системе расположено два тройника (поз. 2 и 3 на рис.8.5а). А формулы для расчета тройников достаточно сложны и приведены в формульном виде лишь в известном справочнике [23]. Выходом из создавшего положения могут быть большие экспериментальные исследования, которые были возможны в недалеком прошлом, либо математическое моделирование, которое возможно, на наше счастье, в настоящее время. Отметим, что в известной работе [42] есть некоторые формульные обобщения экспериментальных данных, но... Если мы посмотрим еще раз на узел (рис.8.5а), то увидим, что арматура, которая установлена в узле, может иметь различное гидравлическое сопротивление, поэтому понятно, что это сопротивление должно участвовать в формулах и таблицах, которые характеризуют коэффициент затекания. Однако ни одна формула (таблица) это не учитывает. Дело в том, что в эпоху СССР кроме клапана двойной регулировки (КДР) ничего на узле не ставилось. Клапан имеет постоянные значения коэффициентов местных сопротивлений ( $\zeta=2$ , для  $Dy15$  и  $\zeta=4$  при  $Dy20$ ). Видимо на такую арматуру и приведены данные. В настоящее же время используются шаровые краны, которые имеют значительно меньшее гидравлическое сопротивление ( $\zeta=0,2 \dots 0,3$ ).

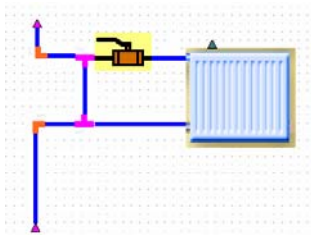
Отсутствие единых данных и заставило меня выполнить математическое моделирование узла. Не буду в настоящей статье останавливаться на самой модели, а лишь скажу о физических процессах проходящих в, на первый взгляд, простых узлах.

В тройнике 2 происходит разделение потока, а далее часто потока поступает в нагревательный прибор, данный поток остывает, а затем оба потока смешиваются в тройнике 3. Если сопротивления труб – величина хорошо изу-

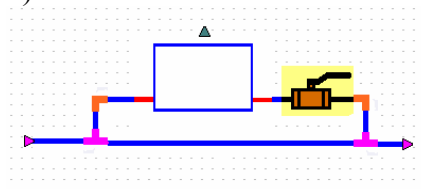
ченая, то сопротивление тройника – величина довольно сложная, в справочнике Идельчика И.Е. [23] используется 20 констант для их описания (см. рис. 8.6). Можно применить и упрощенное описание тройника с использованием усредненных данных [14]. Но, т.к. тройник является в системе основным гидравлическим сопротивлением, то описание узла с усредненными КМС приведет в грубых ошибках. Это можно показать на конкретных примерах, но оставим этот вопрос другим исследователям. Остывание воды в приборе приводит к появлению гравитационных напоров, которые могут изменить не только значения расходов, но и их направление. Чем больше коэффициент  $\alpha$ , тем больше воды поступает в нагревательный прибор и меньше проходит через замыкающий участок, что видно из уравнения (8.6).



а)



б)



в)

Рис. 8.5. Схема однотрубного подключения с замыкающим участком и подачей воды «сверху-вниз» - а), подачей воды «снизу-вверх» - б) и горизонтально-го стояка – в): 1-стояк, 2-тройник на разделение, 3-тройник на сливание, 4-подводка, 5-отопительный прибор, 6-регулирующая арматура.

Код	Объект	Порт	Канал	Знач./Формула	Коммент./нч
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	N на схеме		
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	Имя		
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	Тип тройника(Тройник на сливание Fo+Fnc		
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	КоэффициентG2/G1		Апр
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	Z2-коэффци1+A15^2*2*(A2/A1)^A1^2*2^A2^A15^2*cos(A/pi/2)^A6		на сливание I
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	S2 Z2*(ro^V1^2)/G2^2		Характеристика
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	Z3-коэффци(A4^1+B2^2*2*(A2/A1)^B1-2^A2^B2^2*cos(A/pi/180))+A5*(1+ z )+(A8^1+B2^2*2*cos(A))+(A9^B2)^2		КМС стояка
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	S3 Z3*(ro^V1^2)/G3^2		So
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	Ve- скоростьG1/(ro*pi^D1^2/4)		Ve
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	Vn- скоростьG2/(ro*pi^D2^2/4)		Vp
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	Vo- скоростьG3/(ro*pi^D3^2/4)		Vo
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	D1 D1		
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	D2 D2		
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	D3 D3		
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A-угол боковойpi/2		A
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A1=Fo/Fn (D3/D2)^2		A1
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A2=Fo/Fc (D3/D1)^2		A2
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A3=Lo/Lc min(max(G3/G1)^A3-0.01)^A3+0.01		A3
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A4-коэффци1		A4-нестанд
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A5=(Ar/2-0.133+1.46^A2-1.38^A2^2.0)		A5-нестанд
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A6=(Ar/2.0*(0.4+5.1E-4)^180/pi+5.4E-5*(A^180/pi)^2*(A/pi)^2)		A6
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A7=(A2<0.35<0.8*Go/Gc,max(0.5<0.8*Go/Gc))		A7
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A8-коэффци(A2<0.35,max(1.1-0.7*Go/Gc,0.85)*max(1-0.6*Go/Gc,0.6))		
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A9-коэффци(0+0.133^A^180/pi)		
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A10 (A3^A6+0.3)/(A6^0.8+2^A3)		A10
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A11 (G3/(G1^A3))^2*(0.95^exp(-15*(A3-0.38)^2)+0.5)		A11
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A12 (1^A7)/(1^A7^5)		A12
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A13 (0.12+(A15^A7)/(0.02^A15^A7))		A13
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A14 A15^A7*(2^A3)^A13		A14
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A15 Vp/Vc		A15
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A16 A6^A7^A17*(5^A3)^A18		A16
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A17 (0.8^A6)/(0.86^A6+0.2)		A17
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	A18 (0.8^A6)/(A6^1.5+0.6)		A18
01.11 / Фитинги из	Тройник_сливание	Характеристика	R1A^N/A^C min(max(Vn/Vr-1-R1-0.01)^R1+0.01)		R1

Рис.8.6 Описание тройника в программе МОДЭН

При моделирование работы узлов были приняты следующие исходные данные:

-тепловая нагрузка нагревательного прибора – 2000 Вт,

-КМС нагревательного прибора – 1,

-КМС арматуры – 0,26,

-длина труб вертикального участка стояка – 3 м,

-длина труб горизонтальных участков стояка – по 0, 15 м,

-длина замыкающего участка – 0,5 м,

-длина подводок по 0,3 м,

-расход воды в стояке варьировался от 0,04 до 0,28 кг/с,

-температура воды на входе в стояк 105 °С («теплая» модель) и 20 °С («холодная» модель.

### Исследование на холодной модели

Под холодной моделью мы понимаем модель, в которой температура теплоносителя близка к температуре окружающей среды и не возникают значительные естественные напоры в отопительных приборах.

Значение коэффициента затекания для такой модели не зависит от направления движения теплоносителя в вертикальных узлах со смещенным замыкающим участком. Есть различия коэффициентов затекания и КМС от типа узла ( $D_{ст} * D_{зу} * D_{подв}$ ) и между вертикальными и горизонтальными узлами (см. табл. 8.1). КМС узлов зависит также от расхода теплоносителя, что можно увидеть на рис. 8.7.

**Таблица 8.1.**

*Значение коэффициента затекания и КМС для различных узлов подключения отопительных приборов на холодной модели*

NN пп	Схема узла	$D_{ст}$	$D_{зу}$	$D_{подв}$	$\alpha_{ср}$	$\zeta_{ср}$
1	Сверху-вниз Снизу-вверх	15	15	15	0,48	9,2
	Снизу-вниз				0,36	9,0
2	Сверху-вниз Снизу-вверх	15	15	20	0,68	8,3
	Снизу-вниз					
3	Сверху-вниз Снизу-вверх	20	15	15	0,51	9,2
	Снизу-вниз				0,35	8,5
4	Сверху-вниз Снизу-вверх	20	20	15	0,33	9,2
	Снизу-вниз				0,21	7,3
5	Сверху-вниз Снизу-вверх	20	15	20	0,63	7,7
	Снизу-вниз				0,42	7,8
6	Сверху-вниз Снизу-вверх	20	20	20	0,45	7,1

NN пп	Схема узла	Dст	Dзу	Dподв	$\alpha_{ср}$	$\zeta_{ср}$
	Снизу-вниз				0,26	6,8
7	Сверху-вниз	25	15	20	0,65	9,1
	Снизу-вверх					
8	Сверху-вниз	25	20	20	0,48	7,3
	Снизу-вверх					
9	Сверху-вниз	25	25	20	0,33	6,8
	Снизу-вверх					
10	Сверху-вниз	25	25	25	0,41	6,5
	Снизу-вверх					
	Снизу-вниз				0,17	6,6

Посмотрим, как будет вести себя коэффициент затекания в случае увеличения КМС арматуры. Такое увеличение может быть вызвано прикрытием вентиля, либо установкой термостатического вентиля. Проведем эксперимент по определению влияния коэффициента местных сопротивлений арматуры на коэффициент затекания. Для этого во время эксперимента с узлом 20\*20\*20, подачей теплоносителя «сверху-вниз» и расходом воды в стояке 0,012 кг/с проварьируем значение КМС от 0 до 100. Результаты эксперимента приведены на рис. 8.8. Из графика видно, что значение коэффициента затекания меняется от 0,49 до 0,08 при увеличении КМС арматуры с 0 до 100. Не учитывать такое изменение невозможно. Возможно, поэтому в западных странах не применяют однотрубные системы отопления с замыкающими участками, поскольку анализ влияния различных элементов узла обвязки на значение коэффициента затекания отсутствует. Для тех, кто не уверен в своих расчетах, лучше использовать двухтрубные системы отопления или однотрубные, но с трехходовыми клапанами или трехходовыми термостатами.

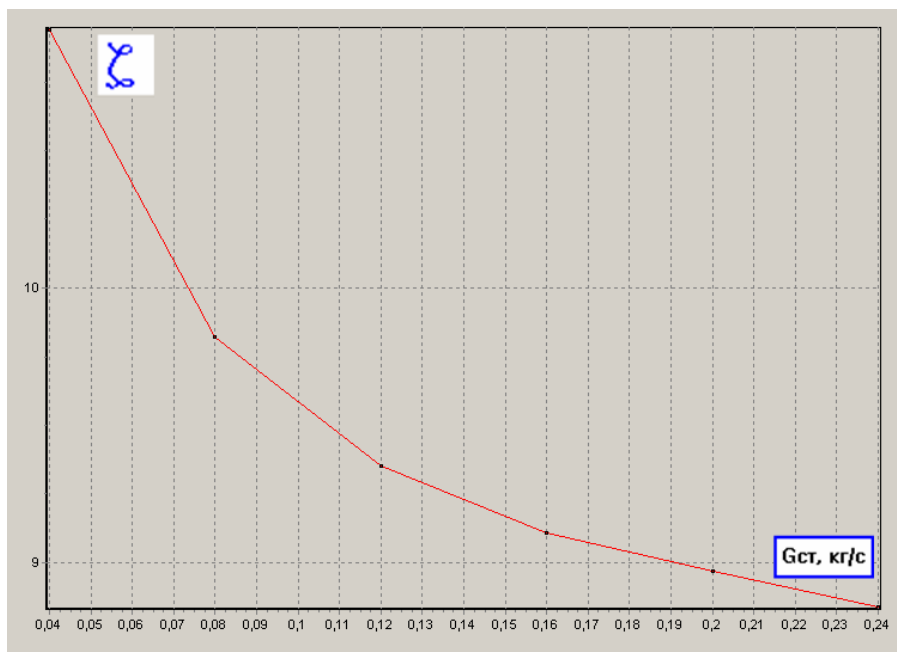


Рис.8.7. График значения  $\zeta$  для узла 20\*15\*15 при схеме течения воды «снизу-вверх» на холодной модели.

### Исследование на теплой модели

Под холодной моделью мы понимаем модель, в которой температура подающего теплоносителя значительно выше температуры окружающей среды. Температура подающего теплоносителя в «теплой» модели принята 105°C.

На рис. 8.9 приведен такой график для узла 15\*15\*15 при схеме течения воды сверху-вниз. Из графика видно, что при малых значениях расхода теплоносителя значение коэффициента  $\alpha$  стремится к 1, а при больших к 0,48 (к значению, полученному на «холодной» модели). Поведение графика имеет простое объяснение: при малых расходах и, соответственно, потерях, в трубах, тройниках, арматуре и нагревательном приборе приводит к значительным естественным напорам, возникающим от остывания воды в приборе. При подаче воды «сверху-вниз» этот напор направлен в сторону основного потока. В отопи-

тельном приборе как-бы установлен маленький «насосик» качающий воду сверху-вниз. С ростом расхода растут потери в элементах узла, падает перепад температур в нагревательном приборе, т.е. падает и естественный напор. Этот естественный напор перестает играть роль в гидравлике. Поэтому значение  $\alpha$  и приходит к некоторой константе.

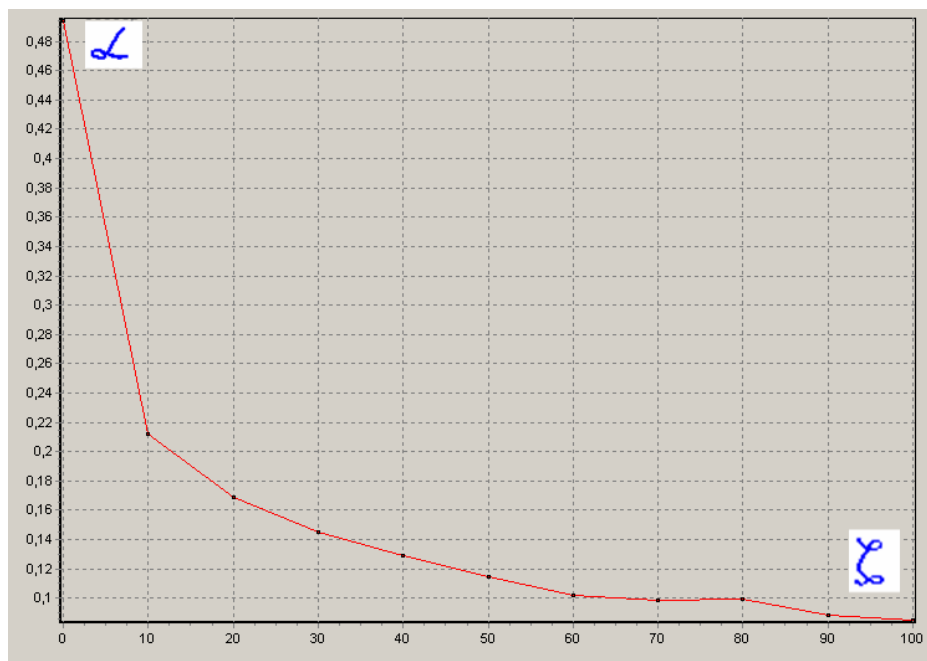


Рис.8.8. График значения  $\alpha$  для узла 20\*20\*20 при схеме течения воды «сверху-вниз».

На рис. 6 приведен такой график (кривая 1) для узла 15\*15\*15 при схеме течения воды «снизу-вверх» при установленной мощности приборов 2000 Вт. Из графика видно, что при малых значениях расхода теплоносителя значение коэффициента  $\alpha$  достигает 0, а при больших к 0,47 (близкому к значению на «холодной» модели). Поведение графика имеет простое объяснение: при малых расходах и, соответственно, потерях, в трубах, тройниках, арматуре и нагревательном приборе приводит к значительным естественным напорам, возникающим от остывания воды в приборе. При подаче воды «снизу-вверх» этот напор направлен в сторону противоположному основному потоку. В отопи-

тельном приборе как-бы установлен маленький «насосик» качающий воду снизу-вверх. С ростом расхода растут потери в элементах узла, падает перепад температур в нагревательном приборе, т.е. падает и естественный напор. Этот естественный напор перестает играть роль в гидравлике. Поэтому значение  $\alpha$  и приходит к некоторой константе, которая, что не удивительно, совпадает с такой же константой при схеме течения воды «сверху-вниз».

Стоит предположить, что чем выше теплоотдача отопительного прибора, тем больше на нем перепад температур, тем выше гравитационный напор и тем сильнее отклонение значения коэффициента  $\alpha$  прибора в «теплой» модели, от значения в «холодной». Это видно из кривых 2 и 3 на рис.6.

Такой результат может быть интересен для анализа запуска системы отопления по «снизу-вверх». В начальный момент времени тепловая мощность приборов отопления очень велика (энергия уходит на разогрев самих приборов). Может оказаться, что отопительные приборы окажутся при старте «запертыми». И пройдет достаточное большое количество времени, когда по ним начнется нормальная циркуляция. На тот же рисунок 6 мы нанесли значения  $\alpha$ , полученные при еще нескольких значениях установленной мощности отопительных приборов.



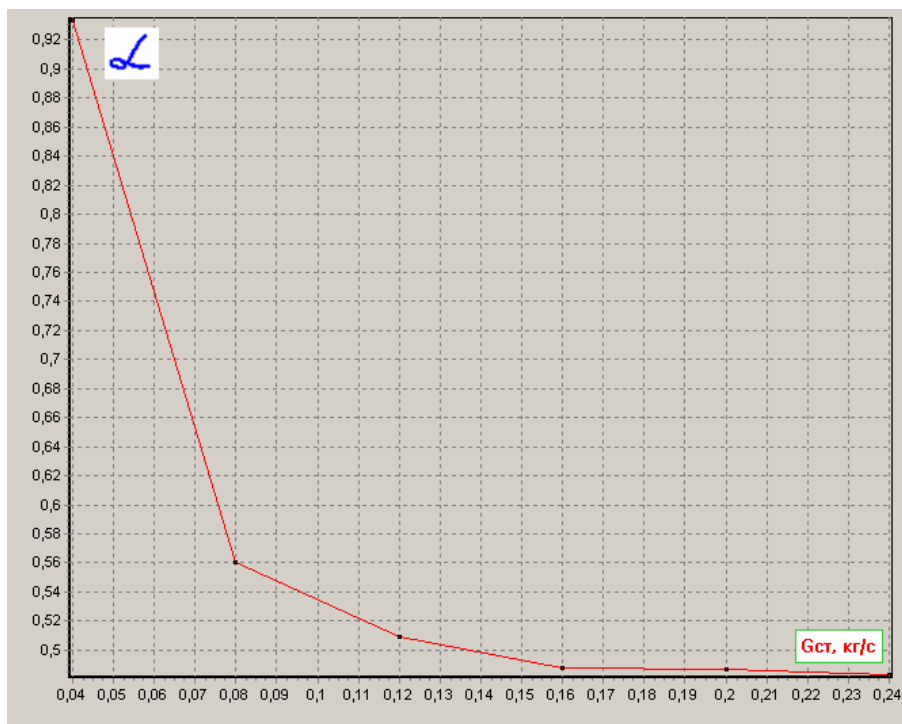


Рис.8.9. График значения  $\alpha$  для узла 15\*15\*15 при схеме течения воды «снизу-вверх» на «теплой» модели.

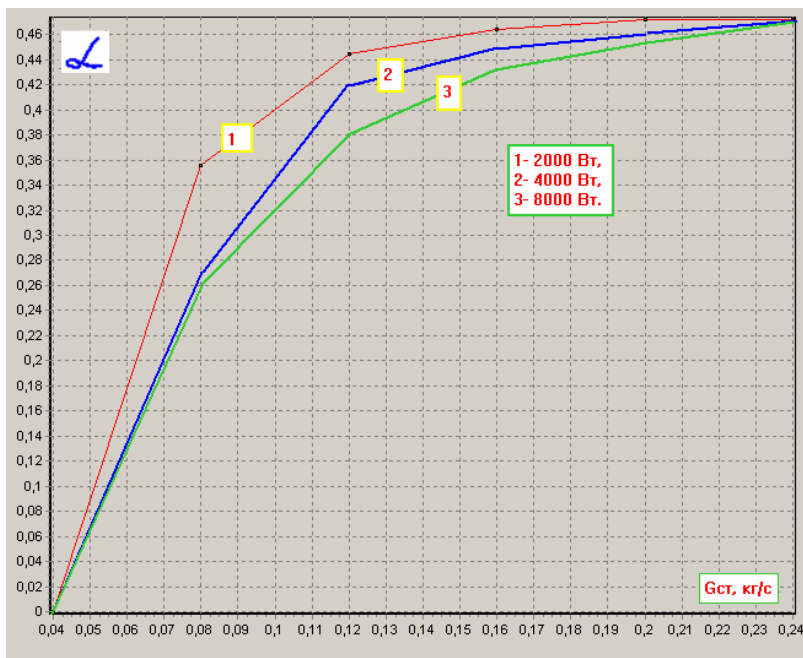


Рис. 8.10. График значения  $\alpha$  для узла 15\*15\*15 при схеме течения воды «снизу-вверх» на «теплой» модели при различных значениях установленной мощности отопительных приборов.

Отметим, что существуют некие минимальные расходы воды, (из графиков на рисунке 6 видно, что при  $G=0,04$  коэффициент  $\alpha$  становится равным нулю), при которых работа системы отопления становится неустойчивой, а может и совсем останавливается. Поищем этот диапазон между 0,02 и 0,08 кг/с. Проведем вычислительный эксперимент в этом диапазоне ( $N=2000$  Вт). Результаты расчета приведены на рис. 7. Как видно из графика – существует некая минимальная скорость в стояке ( $G_{min}$ ), при которой коэффициент затекания становится выше нуля. В случае нашего эксперимента она составит  $G_{min}=0,045$  кг/с (162 кг/ч). Данные справочных источников о  $G_{min}$  приведены в таблице 2 [33].

Минимальные расходы воды в стояке  
при подаче воды «снизу-вверх»

Таблица 2.

Узел	Gmin при dTст=25°	
	кг/с	кг/ч
15*15*15	0,0556	200
15*15*20	0,0556	200
20*15*20	0,0792	285
25*15*20	0,0806	290

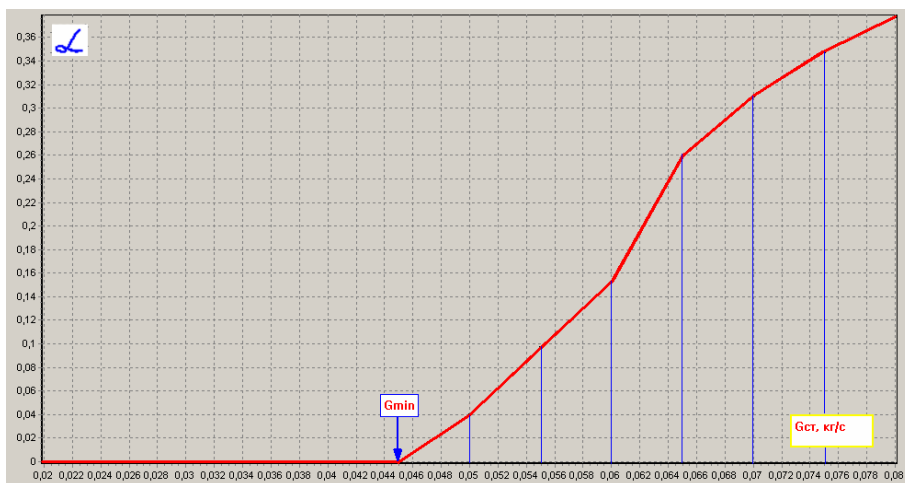


Рис. 8.11. График значения  $\alpha$  для узла 15\*15\*15 при схеме течения воды «снизу-вверх» на «теплой» модели при малых расходах воды в стояке.

## Применение регулирующих клапанов

Для регулирования теплоотдачи отопительных приборов используются регулирующие клапана или, сокращено, термостаты (так называется управляющий элемент таких клапанов). Первые клапана, которые появились на отечественном рынке, имели значительные гидравлические сопротивления ( $\zeta=20\dots65$  [53]). Большое сопротивление клапанов было вызвано тем, что на западном рынке применяются только двухтрубные системы отопления, для которых и требуются большие коэффициенты местных сопротивлений. Применение же таких клапанов для одноконтурных систем приводит к значительным снижениям коэффициента затекания даже при полностью открытых термоста-

тах. В этом случае, в соответствии с графиком на рис.4, видно, что коэффициент затекания составляет  $0,18 \dots 0,1$  (по данным [53]  $0,3 \dots 0,15$ , но нет информации на каких узлах это получено).

В связи с этим на рынке появились термостаты с пониженным гидравлическим сопротивлением (например, типа RTD-G, выпускаемой фирмой Danfoss).

## Работа стояка однотрубной системы с ЗУ

Перейдем к моделированию работы стояка. Для примера возьмем стояк 9-и этажного дома.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные в настоящем разделе результаты не являются уникальными. Они достаточно давно вошли в классические учебники и справочники. Но дело в том, что, возможно, впервые эти результаты получены при математическом моделировании. Теперь каждый специалист достаточно быстро, с использованием полученной модели, сможет, используя МОДЭН, найти все параметры узла обвязки отопительного прибора: коэффициент затекания, коэффициент местного сопротивления, минимальный расход воды через стояк (при схеме подачи «снизу-вверх»).

## 9. Моделирование систем автоматизации

Современные системы ТГСВ нельзя представить без элементов автоматики. В стоимостном выражении эти элементы часто соизмеримы со стоимостью остального оборудования. Без знания автоматики, без понимания ее роли в регулировании систем ТГСВ нельзя представить современного инженера. В этом разделе мы коснемся моделирования лишь основ автоматики – алгоритмов управления. Описания работы системы автоматики мы будем вести на языке специалистов по ТГСВ, а не специалистов по автоматизации, язык которых более универсален и рассчитан на автоматизацию произвольных технологических процессов, что не всегда понятно прикладным инженерам.

Основной задачей автоматики является поддержание регулируемого параметра на нормируемом уровне. Нормируемое значение параметра в автоматике называют **уставкой**. Устройство, в котором находится алгоритм управления, которое производит все необходимые расчеты и выдает управляющее воздействие, называется **контроллером** или **регулятором**.

Поддержания регулируемого параметра на требуемом уровне может осуществляться двумя основными способами: с обратной связью и без обратной связи. Регулирование с обратной связью (по отклонению) предусматривает воздействие на регулирующий орган в зависимости от отклонения регулируемого параметра от требуемого значения. Регулирование без обратной связи (по возмущению) предусматривает воздействие на регулируемый орган в зависимости от величины параметра вносящего основное воздействие (возмущение) на регулируемый параметр (температура наружного воздуха воздействует на температуру внутреннего). Управление с обратной связью и без обратной связи может выполняться нижеприведенными методами.

Рассмотрим основные понятия, которые встречаются при описании систем автоматики. Для этого рассмотрим кривую разгона, которая характеризует зависимость изменения регулируемого параметра –  $P$ , от времени –  $\tau$ , при ступенчатом изменении величины возмущающего воздействия [1,2].

Время запаздывания (time delay) –  $\tau_d$  – оно характеризует отставание изменения регулируемого параметра  $P$  при изменении величины возмущающего воздействия. Запаздывание может быть вызвано протяженностью систем, временем выдачи на контроллер информации о данных различных измерений и т.д.

Перерегулирование -

Постоянная времени объекта  $T_d$ -

## 9.1. Метод on-off регулирования

Очень часто регулирующий клапан может находиться в одном из двух положений – открытом или закрытом. Промежуточные положения регулирующего органа исключены. В этом случае контроллер дает команду либо на закрытие, либо на открытие.

## 9.2. Метод ПИД регулирования

Существует несколько форм представления закона ПИД регулирования. Мы будем пользоваться следующим выражением

$$X_p = K_p * [e + (1/T_i) * \int e * d\tau + T_d * (d e / d\tau)], \quad (9.1)$$

где  $X_p$ - выход - регулирующее воздействие контроллера (регулятора) на привод управляющего органа (клапана, заслонки и т.д.),

$K_p$ -коэффициент пропорциональности,

$e$ -отклонение текущего значения

$T_i$  – время интегрирования (время изодрома), с,

$T_d$ - время дифференцирования (время предварения), с,

$d\tau$ - интервал времени счета в контроллере.

Регулирующее воздействие  $X_p$  может измеряться в секундах, либо в другой, понятной для привода мере.

В некоторых случаях записывают это выражение как

$$X_p = P + I + D, \quad (9.2)$$

где

$$P = K_p * e,$$

$$I = K_p * (1/T_i) * \int e * d\tau,$$

$$D = K_p * T_d * (d e / d\tau).$$

$P$ - пропорциональный член, предназначен для ликвидации ошибки регулирования.

$I$  - интегральный член этого выражения предназначен для ликвидации установившейся ошибки регулирования.

$D$ - дифференциальный член, предназначен для быстрой ликвидации нарастающей (поддержки уменьшающейся) ошибки регулирования.

При наличии всех членов в выражении (2) регулирование называется пропорционально – интегрально – дифференциальным (ПИД).

Довольно часто используют не все члены этого закона. Так фирма Sauter использует только две составляющие при регулировании теплообменников.

Используются только пропорциональный и интегральный члены, такое регулирование называется пропорционально – интегральным ПИ:  $X_p = P + I$ .

В некоторых случаях используется только один член выражения, например  $X_p = P$ , в этом случае метод регулирования называется пропорциональным.

Выражение (1) находится в памяти контроллера. Контроллер сам может производить действия умножения, деления, интегрирования и дифференцирования. Возникает задача только определения констант –  $K_p$ ,  $T_i$ ,  $T_d$ .

### 9.3. Метод автоматизации по математической модели

В основе этого метода лежит математическая модель объекта регулирования. Необходимые формулы, по которым работает объект регулирования, заложены в алгоритме контроллера. Применения этого метода можно посмотреть в разделе 8.5. на примере регулирования теплового ввода в здание

## 9.4. Моделирование автоматизации тепловых пунктов

### 9.4.1. Введение

В настоящее время развернута широкая компания по автоматизации систем отопления жилых, гражданских и промышленных объектов. Настоящий период характеризуется внедрением систем автоматики различных фирм (отечественных и зарубежных). Каждая фирма предлагает свое оборудование («железо») и программное обеспечение («мозги»). И если к «железу» требования понятны – низкая стоимость и высокая надежность, то о качестве «мозгов» судить не специалистам бывает трудно. Хотя известная поговорка о том, что «встречают по одежке, а провожают по уму», здесь как раз и действует. В настоящей статье хотелось бы остановиться именно на вопросе о требованиях к «мозгам» системы автоматики.

### 9.4.2. Математическая модель

В упрощенной постановке запишем тепловой баланс в помещении, определив сначала составляющие теплопоступлений (теплопотерь) помещения.

1. Теплопотери помещения

$$Q_{огр} = \sum (kF)_{огр} * (T_{в} - T_{н}), \quad (9.3)$$

$\sum(kF)_{огр}$  – суммарная приведенная величина для всех ограждений помещения,

2. Теплопоступления от системы отопления

$$Q_{от} = \sum (kF)_{от} * [(T_{12} + T_{22}) / 2 - T_{в}] \quad (9.4)$$

$\sum (kF)_{от}$  – суммарная приведенная величина для всех нагревательных приборов помещения,

3. Аккумуляция теплоты помещением

$$Q_{ак} = I_{огр} * dT_{в} / dt \quad (9.5)$$

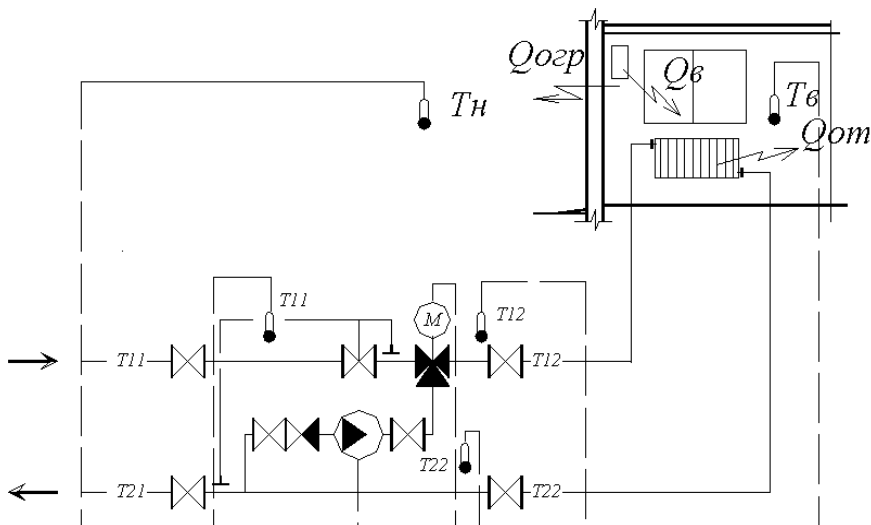
$I_{пом}$  – приведенная энтальпия помещения,

4. Теплопоступления с вентиляцией

$$Q_{вент} = \int I_{вент} * L * (T_{в} - T_{пв}) * dt \quad (9.6)$$

С учетом внутренних тепловыделений  $Q_{в}$  уравнение теплового баланса запишем в виде

*Рис.9.1. Схема системы отопления*





$$\sum (kF)_{от} * [(T_{12} + T_{22})/2 - T_{в}] + f_{вент} * L * (T_{в} - T_{пр}) * d\tau + Q_{в} = \sum (kF)_{огр} * (T_{в} - T_{н}) + I_{огр} * dT_{в}/d\tau, \quad (9.7)$$

Введем обозначения

$\alpha = \sum (kF)_{огр} / \sum (kF)_{от}$  – теплотехническая характеристика здания, эта величина постоянная для помещения (здания), тогда

$$\alpha = [(T_{12} + T_{22})/2 - T_{в}] / (T_{в} - T_{н}) + [f_{вент} * L * (T_{в} - T_{пр}) * d\tau + Q_{в} + I_{огр} * dT_{в}/d\tau] / [\sum (kF)_{огр} * (T_{в} - T_{н})], \quad (9.8)$$

Введем текущее значение  $\alpha_i$ ,

$$\alpha_i = [(T_{12} + T_{22})/2 - T_{в}] / (T_{в} - T_{н}), \quad (9.9)$$

тогда

$$\alpha = \alpha_i + [f_{вент} * L * (T_{в} - T_{пр}) * d\tau + Q_{в} + I_{огр} * dT_{в}/d\tau] / [T_{н} * \sum (kF)_{огр}] \quad (9.10)$$

*P.S. В правой части уравнения (8) – два слагаемых. Первое слагаемое легко определить по результатам замеров. Второе слагаемое определяется сложнее.*

Пусть мы изменили  $T_{12}$  на  $T_{12}^1$ , после такого изменения произошли следующие изменения  $T_{22}$  на  $T_{22}^1$ ,  $T_{в}$  на  $T_{в}^1$  и  $\alpha_i$  на  $\alpha_i^1$ . Если предположить, что второе слагаемое в правой части уравнения (8) не изменилось, тогда

$$\alpha_i = \alpha_i^1 \quad (9.11)$$

$$\alpha_i = [(T_{12}^1 + T_{22}^1)/2 - T_{в}^*] / (T_{в}^* - T_{н}), \quad (9.12)$$

$$T_{12}^1 = 2 * [T_{в}^1 * (1 + \alpha_i) - T_{н} * \alpha_i] - T_{22}^1 \quad (9.13)$$

Уравнение (11) является основным для автоматического регулирования. Если принять, что требуемая внутренняя температура  $T_{в}$  (температурная уставка), то требуемое значение  $T_{12}$  будет равно

$$T_{12гр} = 2 * [ T_{в\у} * (1 + \alpha i) - T_{н} * \alpha i ] - T_{22} \quad (9.14)$$

Понятно, что теплотехническая характеристика  $\alpha$  величина постоянная. Однако истинное значение  $\alpha$  мы можем определить только путем статистики по формуле

$$\alpha = \frac{\sum \{ (T_{12} + T_{22}) / 2 - T_{в} \} / (T_{в} - T_{н}) + \int I_{вент} * L * (T_{в} - T_{пр}) * d\tau + Q_{в} + I_{огр} * dT_{в} / d\tau / \{ \sum (kF)_{огр} * (T_{в} - T_{н}) \}} / n \quad (9.15)$$

или

$$\alpha = \frac{\sum \alpha i}{n} + \frac{\sum (I_{вент} * L * (T_{в} - T_{пр}) * d\tau + Q_{в} + I_{огр} * dT_{в} / d\tau) / \{ \sum (kF)_{огр} * (T_{в} - T_{н}) \}}{n} \quad (9.16)$$

здесь  $n$  – количество замеров.

Если предположить, что теплопоступления с вентиляцией отсутствуют ( $T_{в} = T_{пр}$ ), внутренние теплопоступления ( $Q_{в}$ ) имеют случайный характер, а процесс близок к стационарному то второе слагаемое в правой части становится равным нулю и с учетом (7) имеем

$$\alpha = \sum \alpha i / n \quad (9.17)$$

Предварительно можно определить значение  $\alpha$  для отапливаемого помещения. Для этого используем расчетные параметры теплоносителя для проектирования отопления  $T_{12max}$ ,  $T_{22max}$ ,  $T_{нот}$ . Поставим эти значения в формулу (10) для определения  $\alpha i$ , причем положим, что в помещении отсутствуют теплопоступления с вентиляцией и внутренние, тогда

$$\alpha = [(T_{12max} + T_{22max}) / 2 - T_{в\у}] / (T_{в\у} - T_{нот}) \quad (9.18)$$

#### 9.4.3. Способ 1. Автоматизация по графику ЦКР

Предварительно можно определить значение  $\alpha$  для отапливаемого помещения. Для этого используем расчетные параметры теплоносителя для проектирования отопления  $T_{12max}$ ,  $T_{22max}$ ,  $T_{нот}$ . Поставим эти значения в формулу (10) для определения  $\alpha i$ , причем положим, что в помещении отсутствуют теплопоступления с вентиляцией и внутренние, тогда

$$\alpha_{нр} = [(T_{12max} + T_{22max}) / 2 - T_{в\у}] / (T_{в\у} - T_{нот}) \quad (9.19)$$

**Пример 1.**

$$T_{12\max}=105^{\circ}\text{C},$$

$$T_{22\max}=70^{\circ}\text{C},$$

$$T_{\text{ву}}=18^{\circ}\text{C},$$

$$T_{\text{нот}}=-25^{\circ}\text{C}.$$

$$\alpha_{\text{пр}}=1,62$$

**Пример 2.**

$$T_{12\max}=95^{\circ}\text{C},$$

$$T_{22\max}=70^{\circ}\text{C},$$

$$T_{\text{ву}}=18^{\circ}\text{C},$$

$$T_{\text{нот}}=-25^{\circ}\text{C}.$$

$$\alpha_{\text{пр}}=1,5$$

Из уравнения (14) можно видеть, что рост тепlopоступлений от дополнительных источников приводит к уменьшению  $\alpha_i$  относительно среднего значения ( $\alpha$ ).

Если в уравнение (12) для определения  $T_{12\text{тр}}$  подставить постоянные значения  $\alpha$  определенные как в примерах 1 и 2, то такое регулирование называется регулированием по графику ЦКР (центральное качественное регулирование). Как видно из примеров значения не зависят от конкретного здания, а определяются проектными параметрами, хотя опытные наладчики и могут внести изменения в значения  $\alpha$ .

**9.4.4. Способ 2. Автоматизация по графику ЦКР с автоподстройкой**

Значение  $\alpha$  может быть определено на конкретном объекте путем статистической обработки текущих значений  $\alpha_i$ . В этом случае значения  $\alpha$  определяются по формуле (15), а не принимаются по проектным данным. В процессе эксплуатации объекта это значение может меняться, что может быть связано с работой вентиляции, утеплением ограждающих конструкций, заменой систем отопления и т.д.

Хотя такой способ регулирования представляет значительный прогресс по сравнению с регулированием по ЦКР, однако он не позволяет учитывать текущие значения температур в регулируемом помещении, т.е. учитывать дополнительные тепlopоступления (теплопотери) помещения.

**9.4.5. Способ 3. Автоматизация по математической модели объекта**

Регулирование по отклонению (в данном случае по температуре в регулируемом помещении) представляет собой наиболее сложный способ регулиро-

вания. Простейшие ПИД-регуляторы не нашли широкого применения для автоматизации систем отопления больших объектов.

Изложенный выше подход позволяет использовать для регулирования метод связанный с анализом математической модели системы отопления.

В этом случае регулирование, как и ранее, ведем по формуле (12). Причем в качестве  $\alpha_i$  используем именно текущие значения. Недостатком такого подхода является то, что в случае, если система отопления обслуживает несколько помещений, а датчик температуры расположен в одном конкретном помещении, могут возникнуть как перегрев, так и переохлаждение других помещений. Это может произойти при включении в помещении, где расположен датчик температуры, дополнительных временных теплоисточников (тепlostоков).

Для исключения такого явления предлагается ввести ограничения на  $\alpha_i$  относительно среднего значения  $\alpha$ .

#### **9.4.6. Сравнение способов автоматизации на имитационной модели**

Для имитационного моделирования используем программу МОДЭН (версия 2.01) [1]. Заинтересованные читатели могут обратиться на сайт [www.energovent.com](http://www.energovent.com), где найдут описание программного продукта МОДЭН. В качестве имитационной модели для сравнения используется модель приведенная на рис. 2 (рисунок взят из программы МОДЭН).

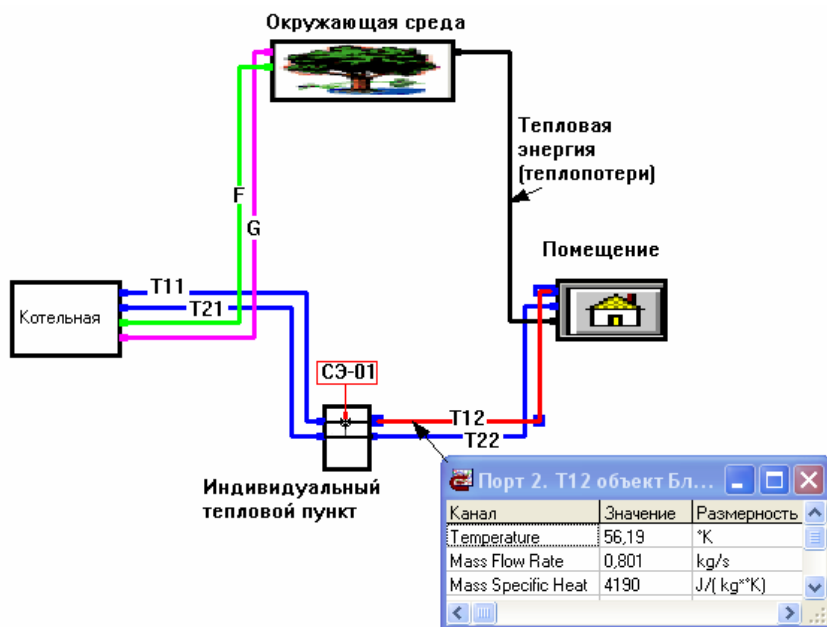


Рис.9.2. Схема теплоснабжения

Энергетическая система состоит из котельной, индивидуального теплового пункта (ИТП), помещения с системой отопления и окружающей среды. Связаны эти элементы между собой трубопроводами (кроме процесса теплообмена помещения с окружающей средой).

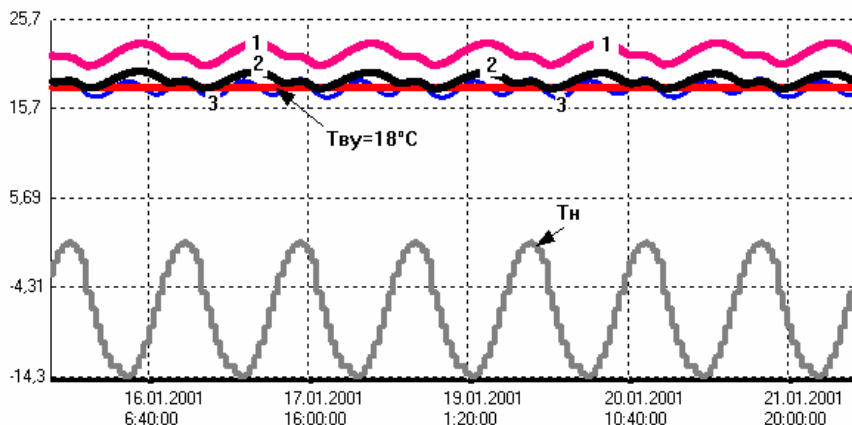
Котельная вырабатывает теплоноситель по графику 150-70 °С.

В ИТП установлен трехходовой смесительный клапан, который позволяет поддерживать требуемую температуру смешанной воды в систему отопления (T12) при постоянном расходе воды в контуре отопления. Расчетные параметры теплоносителя системы отопления по графику 95-70 °С.

Для управления трехходовым клапаном применяется контроллер СЭ-01 (производство ОДО «Энерговент»), который имеет возможность работы с различными алгоритмами регулирования.

В помещении работает простая система отопления, которая в программе моделируется одним нагревательным прибором. Наружное ограждение помещения трехслойное (внутренняя штукатурка, кирпичная кладка толщиной 51 см и наружная штукатурка). Это и объем воздуха в помещении создают определенную тепловую инерцию процессу теплообмена.

Помещение отличается тем, что в нем находится источник переменной тепловой мощности, который вносит возмущения в нормальный процесс теплообмена, а также учитываются регулярные теплопоступления от солнечной радиации.



*Рис.9.3.График температур внутреннего воздуха при отключенном внутреннем тепловом источнике в помещении.*

Если источник переменной тепловой мощности отключен, то текущие температуры внутреннего воздуха ведут себя так показано на рис.3.

Регулирование по способу 1 (график ЦКР) приводит, обычно, к некоторому превышению текущей температуры внутреннего воздуха над нормируемой. В данном случае превышение достигает  $5^{\circ}\text{C}$ . Это связано с тем, что система отопления принята с 5% запасом по поверхности нагревательных приборов и тем, что имеется значительная солнечная радиация. Регулирование по способам 2 и 3 дает вполне удовлетворительные результаты. Отклонение от нормируемого значения не превышает  $1.5^{\circ}\text{C}$ .

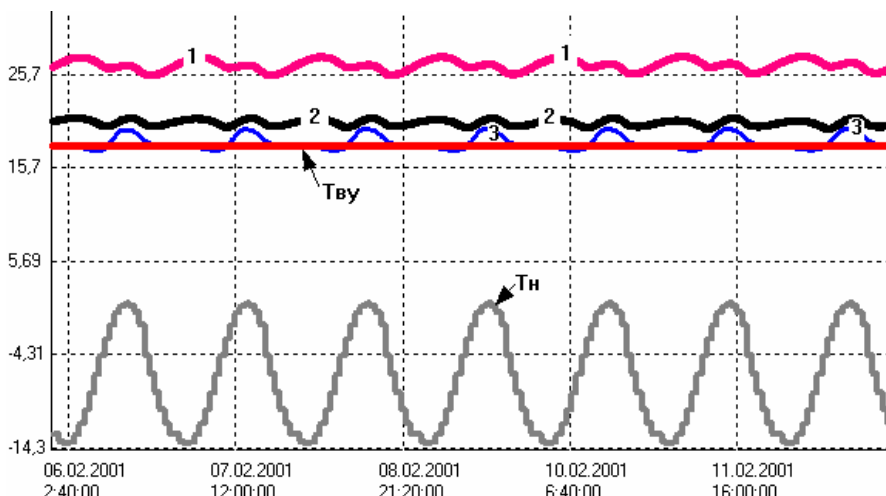


Рис.9.4. График температур внутреннего воздуха при включенном внутреннем тепловом источнике в помещении.

Описанная выше ситуация приводит к перерасходу тепловой энергии при отдельных способах регулирования. Если принять за 1 расход энергии при автоматизации по способу 3 (как наиболее оптимальный способ), то расход тепловой энергии по способу 1 составит 1,16, а по способу 2 – 1,05.

Если источник переменной тепловой мощности включен, а его нагрузка составляет 25% от расчетной нагрузки системы отопления, то текущие температуры внутреннего воздуха ведут себя так показано на рис.4.

Регулирование по способу 1 (график ЦКР) приводит, обычно, к еще более значительному превышению текущей температуры внутреннего воздуха над нормируемой. В данном случае превышение достигает 9,5°C.

Регулирование по способу 2 приводит к стабильному превышению температуры над нормируемой в пределах 3-4°C.

Регулирование по способу 3 приводит к удовлетворительному соответствию требуемому значению с эпизодическими превышениями до 2°C. Следует учесть, что использовалось ограничение значения  $\alpha_i$  в пределах 30% от  $\alpha$ .

Рассчитать в последнем случае перерасход тепловой энергии не представляется возможным, т.к. он зависит от длительности включения источника переменной тепловой мощности. Но можно сделать однозначный вывод, что эта величина будет больше чем в предыдущем случае.

## Выводы

1. В настоящее время для автоматизации систем отопления применяются три основных способа: по графику ЦКР, по графику ЦКР с автоподстройкой, по математической модели объекта. Все три способа автоматического регулирования вытекают из общей математической модели изложенной в настоящей статье.
2. В основе теории автоматического регулирования систем отопления лежит параметр, который является характеристикой объекта. Если этот параметр принимается постоянным по проектным данным ( $\alpha_{пр}$ ), то это регулирование по графику ЦКР. Если параметр определяется путем статистики самой системой автоматики, то это способ регулирования по графику ЦКР с автоподстройкой ( $\alpha$ ). Если в качестве параметра принимается его текущее значение, то это регулирование по математической модели объекта ( $\alpha_i$ ).
3. Все три способа автоматического регулирования нашли применение на практике. Однако следует иметь в виду, что наиболее экономичным способом автоматического регулирования является способ регулирования по математической модели объекта. На основании имитационного моделирования в программе МОДЭН удалось установить, что по сравнению с этим способом способ по графику ЦКР с автоподстройкой приводит к повышению расхода энергии на 5%, а способ по графику ЦКР приводит к повышению расхода энергии на 16%.



## 10. Моделирование источников тепла.

### 10.1. Математическое описание турбоагрегатов

Хотя этот вопрос и не является актуальным для специалистов ТГСВ, но автор счел нужным включить его, т.к. сам посвятил ему определенное время.

Проточная часть турбины делится на отсеки – участки турбины с постоянным расходом. В конце отсека происходит выход к соседнему отсеку, отборы пара на регенеративные подогреватели (нерегулируемые отборы), на производство и теплофикацию (регулируемые отборы). Также, в конце отсека происходит выход пара через уплотнения.

С точки зрения объектно-ориентированного моделирования **отсек** можно представить, как **объект**, состоящий из следующих портов:

Порт 1. Вход пара с соседнего отсека.

Порт 2. Дополнительный вход пара в отсек, например, после разгрузочно-го клапана.

Порт 3. Выход пара в соседний отсек

Порт 4. Выход пара через уплотнения.

Порт 5. Выход пара на отбор.

Порт 6. Механическая мощность создаваемая паром.

**Отсек**, так же содержит следующие **каналы-характеристики**:

- наименование отсека,
- диаметр отсека,
- угол установки лопаток,
- частота вращения ротора,
- опорный расход пара,
- коэффициент скорости,
- степень реактивности отсека,
- окружная скорость,
- фиктивная скорость,
- отношение скоростей,
- оптимальное отношение скоростей,
- максимальный относительный внутренний кпд,
- относительный внутренний кпд,
- энтальпия изоэнтропная,
- энтальпия располагаемая,
- механический кпд.

Сам пар, как **теплоноситель (порт)**, состоит из следующих **каналов (параметров)**:

- расход массовый,
- энтальпия,
- температура,
- давление,
- степень сухости,
- энтропия,
- удельный объем,
- номер области (зоны) на I-S диаграмме (см. раздел «Уравнения состояния водяного пара»).

Значение каждого канала (кроме каналов с текстом, таких как наименование) рассчитывается по соответствующей формуле, приведем их:

**Диаметр отсека (d)**. В расчет следует вводить средний диаметр отсека. В справочной литературе мы обнаружили средние диаметры первой (регулирующей) и последней ступени. Остальные диаметры были приняты по результатам настройки турбин на номинальный режим.

**Угол установки лопаток ( $\alpha_1$ )**. В расчет принимался угол установки равный  $15^\circ$  пересчитанный в радиальную меру.

**Частота вращения ротора (n)**. Стандартная частота составляет 50 об/сек.

**Опорный расход пара (Go)**. В качестве опорного расхода был принят в настроенном режиме номинальный расход пара через отсек.

**Коэффициент скорости (φ)**. В расчете коэффициент скорости был принят равным 0,95.

**Степень реактивности турбины (ρo)**. В расчетах степень реактивности была принята равной 0,05.

**Окружная скорость (u):**

$$u = n * 2 * \pi * d / 2. \quad (10.1)$$

**Фиктивная (виртуальная) скорость (Cf):**

$$Cf = (h_o - h_s)^{1/2}, \quad (10.2)$$

здесь

**h<sub>o</sub>**- энтальпия пара на входе в отсек,

**h<sub>s</sub>**- энтальпия изоэнтропная после расширения пара в отсеке.

**Отношение скоростей (Y).**

$$Y = u/cf. \quad (10.3)$$

**Оптимальное отношение скоростей ( $Y_{opt}$ ).**

$$Y_{opt} = \varphi \cdot \cos \alpha / (2 \cdot (1 - \rho_0)^{1/2}). \quad (10.4)$$

**Отношение скоростей ( $J$ ).**

$$J = Y / Y_{opt}. \quad (10.5)$$

**Максимальный относительный внутренний кпд ( $\eta_{oi\max}$ ).**

Для одновенечной регулирующей ступени [62]

$$\eta_{oi\max} = 0,83 - (2E-4) \cdot (P1/V1)^{1/2} / G1, \quad (10.6)$$

для двухвенечной регулирующей ступени

$$\eta_{oi\max} = 0,8 - (2E-4) \cdot (P1/V1)^{1/2} / G1, \quad (10.7)$$

для остальных ступеней

$$\eta_{oi\max} = 0,925 - (2E-4) \cdot (P1/V1)^{1/2} / G1, \quad (10.8)$$

здесь

**P1**- давление пара на входе в отсек,

**V1**- удельный объем,

**G1**- расход пара на входе в отсек.

Относительный внутренний кпд.

$$\eta_{oi} = \eta_{oi\max} \cdot (2,1 \cdot J - 1,19 \cdot J^2 + 0,09 \cdot J^3), \quad (10.9)$$

**Энтальпия изоэнтропная ( $hs$ )**

$$hs = GetHbyPaS(P2;S1), \quad (10.10)$$

здесь

**GetHbyPaS** – формула для расчета энтальпии по давлению и энтропии (см. приложение),

**P2**- давление на выходе из отсека,

**S1**- энтропия на входе в отсек.

**Энтальпия располагаемая**

$$\Delta h = h_0 - h_s, \quad (10.12)$$

здесь

**h<sub>0</sub>** – энтальпия пара на входе в отсек.

**Давление пара на входе в отсек** (это же давление будет на выходе пара из нижележащего смежного отсека). Для определения давления пара используем известную формулу Флюгеля [19]

$$P1 = (P2^2 + (G1/G1op)^2 * (P1op^2 - P2op^2) * (T1/T1op))^{1/2}, \quad (10.13)$$

здесь

**P1op** – опорное давление пара на входе в отсек,

**P2(P2op)** – давление пара (опорное давление) на выходе из отсека,

**G1 (G1op)**-расход пара (опорный расход) на входе в отсек,

**T1(T1op)** – температура пара (опорная температура) на входе в отсек.

**Энтальпия пара на выходе из отсека**

$$h_2 = h_s + (1 - \eta_{oi}) * \Delta h. \quad (10.14)$$

**Степень сухости пара на выходе из отсека**

$$X = \text{SteamX3byPaH}(P; h), \quad (10.15)$$

**SteamX3byPaH(P;h)** - формула для расчета степени сухости по давлению и энтальпии (см. приложение).

**Энтропия пара на выходе из отсека**

$$S = \text{GetSbyPaH}(P; H), \quad (10.15)$$

**GetSbyPaH(P;h)**- формула для расчета энтропии пара по давлению и энтальпии (см. приложение).

**Удельный объем пара на выходе**

$$V=GetVbyPaH(P;h), \quad (10.16)$$

**GetVbyPaH(P;h)** - формула для расчета удельного объема пара по давлению и энтальпии (см. приложение).

**Область нахождения точки состояния пара на выходе из отсека** (см. раздел «Уравнения состояния водяного пара»)

$$Z=GetZonePaT(P;T) \quad (10.17)$$

**GetZonePaT(P;T)**- формула для расчета области состояния пара по давлению и температуре (см. приложение).

Механическая мощность  $i$ -го отсека передаваемая на вал турбины

$$N_{mi}=G1*(h1-h2)* \eta_{mec}+N_{mi-1}, \quad (10.18)$$

**h1**- энтальпия пара на входе в отсек,

**h2**- энтальпия пара на выходе из отсека,

$\eta_{mec}$ - механический КПД отсека,

$N_{mi-1}$ - механическая мощность передаваемая на вал турбины от  $(i-1)$ -го отсека.

## Достоверность результатов моделирования

Достоверность результатов моделирования может быть оценена только при сравнении результатов полученных в программе МОДЭН с результатами экспериментальных исследований. Но при моделировании необходимо повторить граничные условия экспериментальных работ. Программа МОДЭН позволяет проводить компьютерные (вычислительные) эксперименты, результаты которых можно сравнить с натурными экспериментами (см. [63,64,48]).

**Эксперимент 1.** Сравнение тепловых характеристик турбины ПТ-60/70-130 на конденсационных режимах.

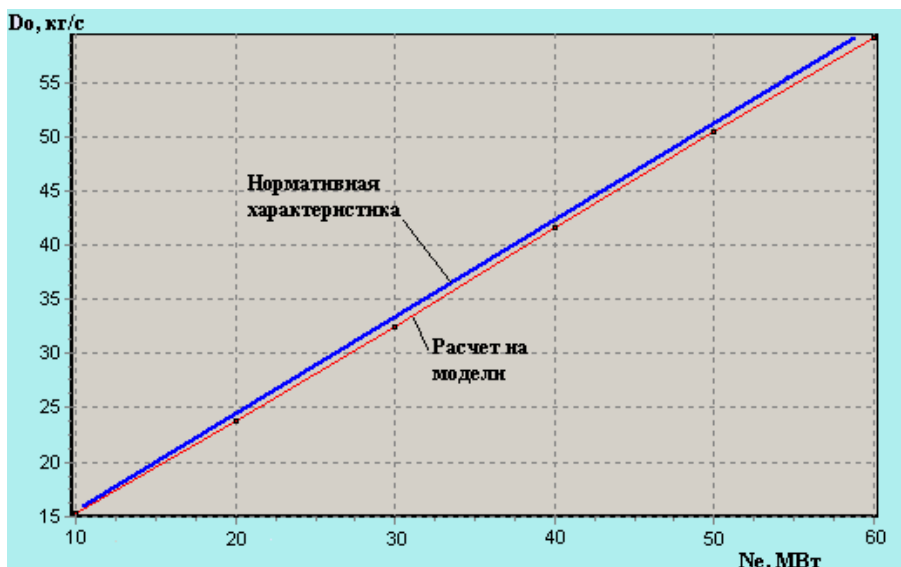


Рис. 10.1. Сравнение результатов эксперимента



## 10.2. Теплонасосные станции

Холодильные машины (ХМ), а в последнее время и тепловые насосы (ТН), стали неотъемлемым элементом современных систем кондиционирования воздуха. Особой популярностью пользуются парокомпрессионные ХМ (ТН). В парокомпрессионных ХМ (ТН) в качестве хладагентов используют легкокипящие вещества, например, фреон с различными добавками. Моделирование таких систем без источников холода (тепла) не позволяет сделать правильное заключение об экономичных режимах работы, учет неравномерности нагрузок потребителей, времени и размерах климатического дискомфорта и т.д. Понятно, что математически сложно описать не только систему, но и отдельный элемент холодильной машины. Мы попытаемся представить такую упрощенную модель, которая может быть вполне достаточной для специалистов по кондиционированию воздуха.

Парокомпрессионные ХМ (ТМ) состоят из следующих основных элементов (см. рис. 11.2): испарителя (03), конденсатора (01), компрессора (02) и дросселя (04). Испаритель – тот же теплообменник, в котором происходит испарение жидкого хладагента и охлаждение внешнего теплоносителя. Конденсатор – теплообменник, в котором происходит конденсация хладагента и нагрев внешнего теплоносителя. Трудность описания ХМ (ТН) осложняется тем, что в справочниках и каталогах приводятся данные по машинам, полученные при стандартных условиях эксплуатации. Приведем простой способ пересчета параметров на условия, которые возникают при реальной эксплуатации.



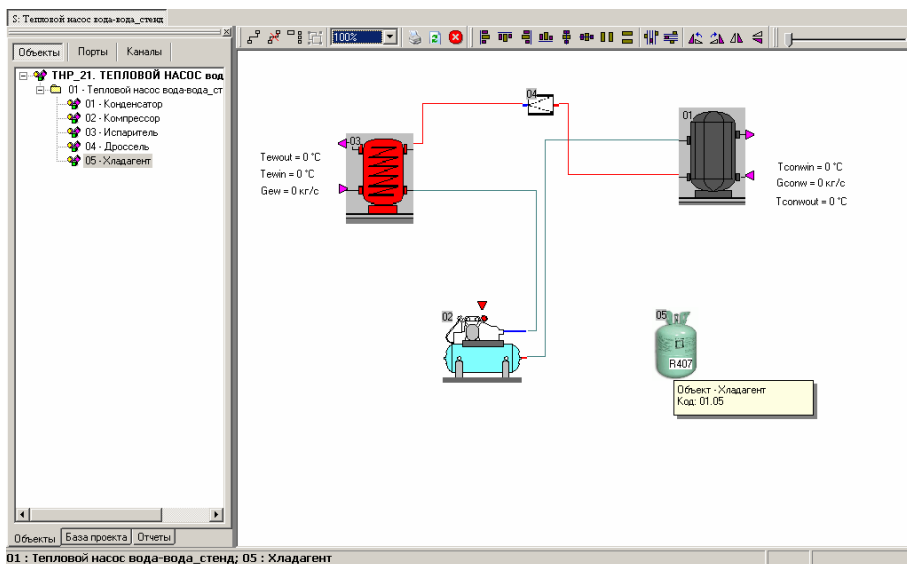


Рис. 10.2. Структурная схема теплового насоса

Уравнение теплообмена в испарителе

$$Q_i = (U \cdot A)_{ev} \cdot (T_{1in} - T_{1out}) / (\ln((T_{1in} - T_{ev}) / (T_{1out} - T_{ev}))), \quad (10.19)$$

Уравнение теплообмена в конденсаторе

$$Q_{con} = (U \cdot A)_{con} \cdot (T_{2out} - T_{2in}) / (\ln((T_{con} - T_{2in}) / (T_{con} - T_{2out}))), \quad (10.20)$$

где

$Q_i$  - тепловая мощность испарителя, Вт,

$Q_c$  - тепловая мощность конденсатора, Вт,

$T_{1in}$  - температура теплоносителя на входе в испаритель, °C,

$T_{1out}$  - температура теплоносителя на выходе из испарителя, °C,

$T_{2out}$  - температура теплоносителя на выходе из конденсатора, °C,

$T_{2in}$  - температура теплоносителя на входе в конденсатор, °C,

$T_{con}$  - температура конденсации в конденсаторе, °C,

$T_i$  - температура испарения в испарителе, °C,

$(U \cdot A)_{con}$  - произведение  $U \cdot A$  для конденсатора,

$(U \cdot A)_{ev}$  – произведение  $U \cdot A$  для испарителя.

Холодильная машина испытывается при стандартных условиях. Если предположить, что значение  $(U \cdot A)_{ev}$  и  $(U \cdot A)_{con}$  не меняются, то система уравнений для теплообмена будет выглядеть следующим образом

$$Q_{s_i} = (U \cdot A)_{ev} \cdot (T_{1in} - T_{1out}) \cdot (\ln((T_{1in} - T_{ev}) / (T_{1out} - T_{ev}))), \quad (10.21)$$

$$Q_{s_{con}} = (U \cdot A)_{con} \cdot (T_{2out} - T_{2in}) / \ln((T_{con} - T_{2in}) / (T_{con} - T_{2out})), \quad (10.22)$$

где

$Q_{s_i}$  – стандартная тепловая мощность испарителя, Вт,

$Q_{s_{con}}$  – стандартная тепловая мощность конденсатора, Вт,

$T_{1in}$  – стандартная температура теплоносителя на входе в испаритель, °С,

$T_{1out}$  – стандартная температура теплоносителя на выходе из испарителя, °С,

$T_{2out}$  – стандартная температура теплоносителя на выходе из конденсатора, °С,

$T_{2in}$  – стандартная температура теплоносителя на входе в конденсатор, °С,

$T_{con}$  – стандартная температура конденсации в конденсаторе, °С,

$T_i$  – стандартная температура испарения в испарителе, °С.

Из уравнений для стандартных условий находятся значения  $(U \cdot A)_{ev}$  и  $(U \cdot A)_{con}$ , которые потом подставляются в уравнения для текущих значений. Стандартные условия испытаний тепловых насосов предписаны, например, Eurovent. В таблице 10.1 и 10.2 приведены некоторые стандартные условия.

Таблица 10.1.

*Стандартные параметры испытания теплового насоса «вода-вода»*

Параметры	T1in	T1out	T2in	T2out
Значения	12	7	40	45

Таблица 10.2.

*Стандартные параметры испытания теплового насоса «воздух-вода»*

Параметры	T1in	φ1in	T1out	φ1out	T2in	T2out
Значения	12	60	7	87	40	45

## Коэффициент трансформации

Моделирование показало, что коэффициент трансформации (COP) теплового насоса не сильно зависит от наружной температуры. Это связано с тем, что во все периоды года мы поддерживаем в гидравлическом смесителе постоянную температуру. Некоторые колебания COP связаны с изменением температуры в воды в резервуаре фильтра грубой очистки. На рисунке 10.3 приведены средние значения COP от старта теплового насоса до стационарного состояния. Как видно из рисунка его значение приближаются к значению 3.4. Поэтому в дальнейшем будем считать средний коэффициент трансформации ТН равным  $COP=3,4$ .

Одной из главных задач при выборе тепловых насосов и схем их установки является достижение максимальных значений коэффициента трансформации. Поэтому при моделировании стояла задача подбора таких режимов работы ТН, чтобы COP был максимальным. Кратко можно подытожить требования, которые приводят к росту COP (для заданного ТН):

- понижение температуры воды на входе в конденсатор и выходе из него,
- понижение температур конденсации (в конденсаторе),
- повышение температуры испарения (в испарителе),
- повышение температуры воды на входе (выходе) в испаритель.



*Рис. 10.3. График изменения COP от старта теплового насоса до стационарного состояния при  $T_n=-20^{\circ}\text{C}$*

## Режим работы теплового насоса

Тепловой насос имеет три основных режима работы :

- режим нормальной работы,
- режим ожидания,
- режим аварийного отключения.

В модели есть только два режима (второй и третий объединены). Эти режимы определяются значением числа  $n$ , которое может принимать только два значения 0 и 1. Если ТН находится в режиме нормальной работы, то  $n=1$ , если не работает, то  $n=0$ . На рисунке 10.4 приведена диаграмма режима работы теплового насоса.

Понятно, что режим работы теплового насоса зависит от наружной температуры. Чем выше наружная температура, тем больше времени ТН будут работать.

Так, при  $T_n=-20^{\circ}\text{C}$  ТН не входит в режим ожидания, т.к. их мощности не достаточно для нагрева воды в гидравлическом смесителе до верхнего предела ( $55^{\circ}\text{C}$ ).

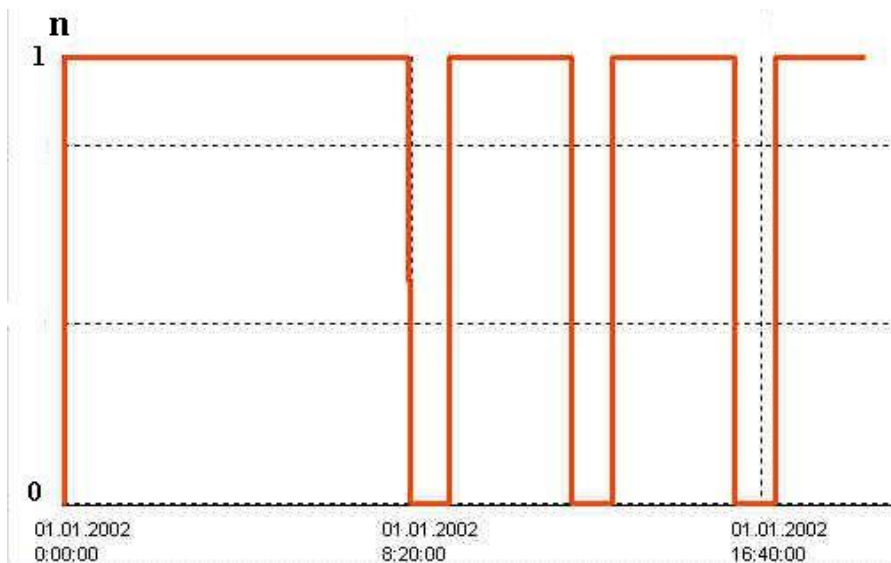


Рис. 10.4. Режим работы теплового насоса при  $T_n=-10^{\circ}\text{C}$

## T-i диаграмма работы теплового насоса

Основной для анализа работы ТН является T-i (T-s) диаграмма работы.

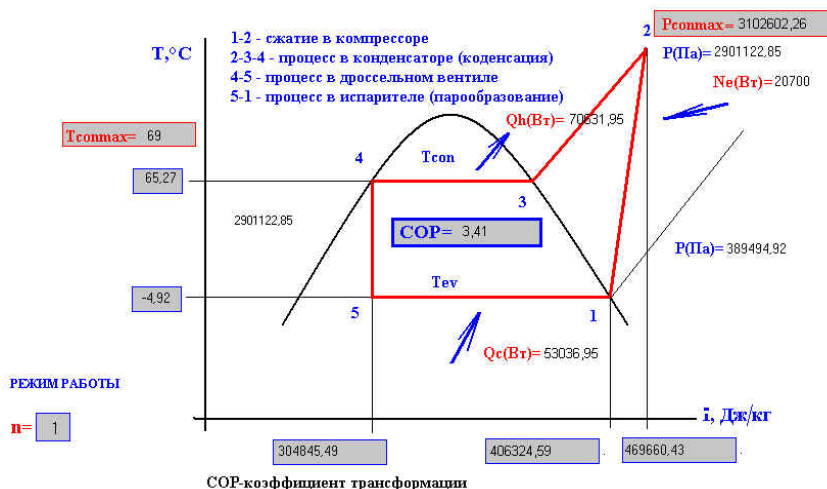


Рис. 10.5. T-i диаграмма работы теплового насоса

## Работа испарителя теплового насоса

Как ранее было сказано, для того, чтобы повысить COP необходимо повысить температуру воды на входе (выходе) в испаритель. Повышение температуры возможно лишь до определенного предела (не более температура воды в резервуаре фильтров грубой очистки). Максимальное приближение к этой температуре вызывает рост поверхности трубок, которые необходимо опустить в резервуар (повысить поверхность теплообмена). Снижение же этой температуры приводит как к падению COP, так и к опасности останова ТН по минимальной температуре воды на выходе из испарителя.

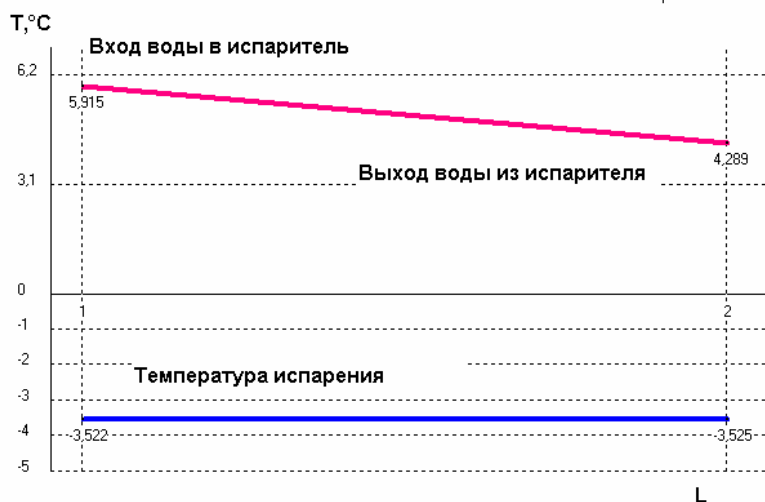


Рис. 10.6. Диаграмма изменения температур теплоносителей в испарителе.

### Работа конденсатора теплового насоса

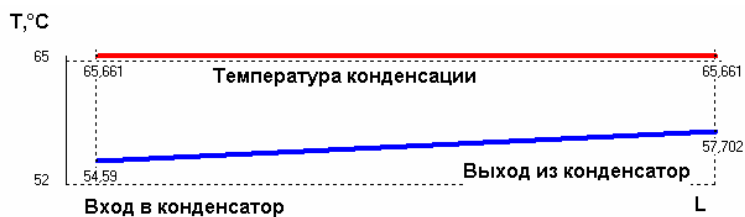


Рис. 10.7. Диаграмма изменения температур теплоносителей в конденсаторе.

### Температура воды в гидравлическом смесителе

При моделировании было сделано допущение о том, что весь объем воды систем отопления сконцентрирован в гидравлическом смесителе. Этот объем рассчитан, он равен  $13 \text{ м}^3$ . На рис 10.8 приведен график изменения температуры в смесителе, начиная от старта теплового насоса ( $T_n = -10^\circ\text{C}$ ). При старте ТН этот объем начинает постепенно разогреваться и через, при мерно, 8 часов достигает  $55^\circ\text{C}$  (верхний предел). ТН останавливается. Но разбор теплоты из смесителя продолжается и он остывает. При достижении  $53^\circ\text{C}$  (нижний предел) происходит включение ТН. Температура воды в баке снова начинает расти.

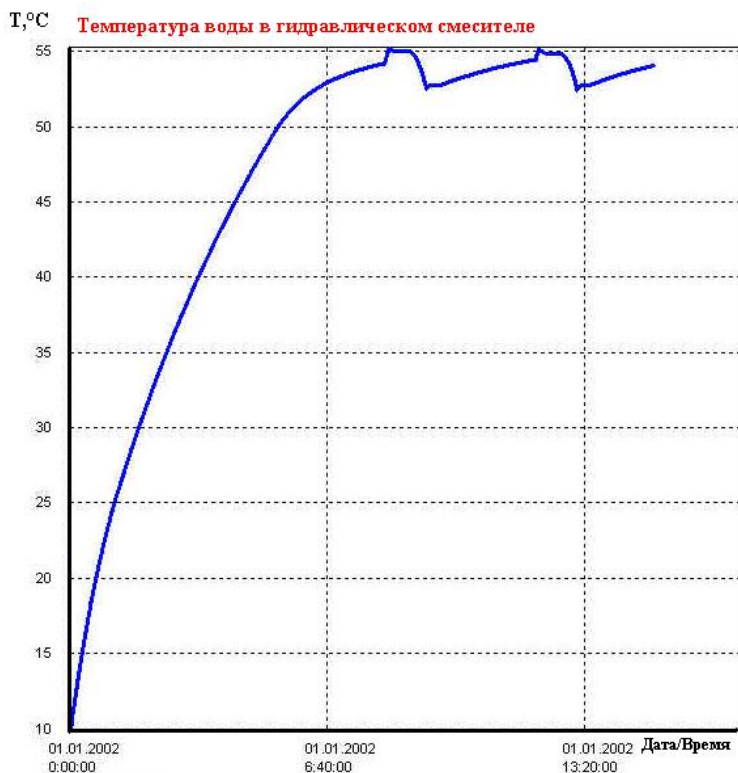
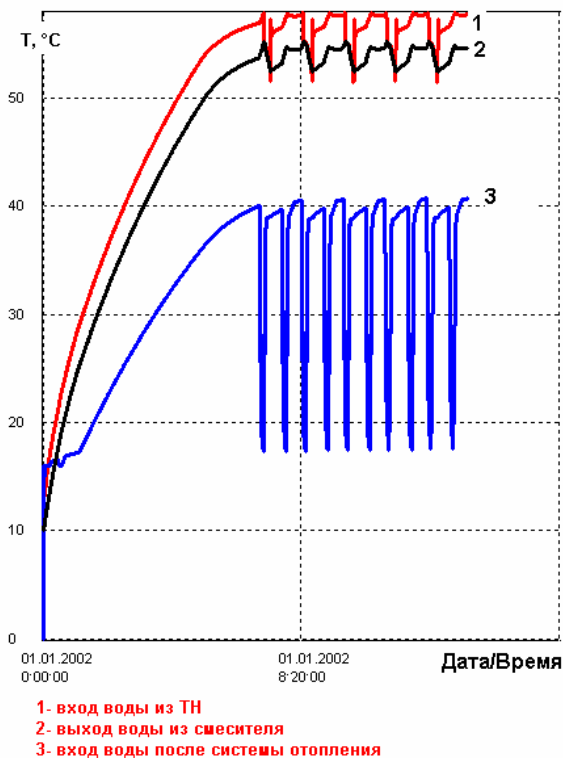


Рис. 10.8. Температура воды в смесителе



*Рис. 10.9. Температуры во всех входных портах гидравлического смесителя*

### Горизонтальные грунтовые теплообменники

С точки зрения специалиста по отоплению, грунт является неиссякаемым источником тепловой энергии. Отобрать геотермальное тепло (теплота грунта) можно лишь с помощью тепловых насосов. Тепловой насос - это аппарат, который позволяет передавать теплоту от холодного (низкотемпературного) источника к теплomu (высокотемпературному) потребителю. Тепловые насосы, которые используют для отбора тепла грунта, иногда называют грунтовыми. Это понятие довольно условное, т.к. один и тот же тепловой насос может быть использован, как для отбора теплоты грунта, так для отбора теплоты от воды, да и из воздуха.



При отборе теплоты Земли используют ее верхний слой, находящийся на глубине до 100 метров от поверхности. С точки зрения теплообмена этот слой грунта находится под воздействием лучистой энергии Солнца, радиогенного тепла из глубинных слоев Земли, конвективного теплообмена с атмосферным воздухом и теплопереноса за счет различных массообменных процессов (дождь, таяние снега, грунтовая вода и т.д.).

В зарубежной литературе существует несколько различных классификаций грунтов. Нам, в большей степени, интересует классификация грунтов по их теплопроводности. В нижеприведенной таблице 10.3 используется данные известного американского справочника ASHRAE [76].

Таблица 10.3

Классификация грунта по [76]

Класс грунта	$\lambda$ , Вт/(м·°С)	Тип грунта
Очень низкая теплопроводность	<1	Легкая глина (15% влажность)
Низкая теплопроводность	<1,5	Тяжелая глина (5% влажность)
Нормальная теплопроводность	<2	Тяжелая глина (15% влажность) Легкий песок (15% влажность)
Высокая влажность	<2,5	Тяжелый песок (5% влажность)
Очень высокая теплопроводность	>2,5	Тяжелый песок (15% влажность)

В российских источниках нами обнаружены таблицы 3 СНиП 2.02.04-88 [55], на основе которой можно составить таблицу 10.4 по определению теплопроводности талого грунта -  $\lambda_{th}$ .

Таблица 10.4.

## Классификация грунта по [55]

Класс грунта	$\lambda$ , Вт/(м*°С)	Тип грунта
Очень низкая теплопроводность	<1	Заторфонные грунты и торфы
Низкая теплопроводность	<1,5	Суглинки и глины, супесь пылеватая, легкая супесь пылеватая
Нормальная теплопроводность	<2	Тяжелая супесь пылеватая Легкий песок
Высокая влажность	<2,5	Тяжелый песок (5% влажность)
Очень высокая теплопроводность	>2.5	Тяжелый песок (15% влажность)

Из сравнения таблиц 10.3 и 10.4 видно, что данные американских и российских справочников довольно адекватны. Для точного определения теплопроводности грунтов необходимо проводить экспериментальные исследования теплопроводности в месте предполагаемого строительства.

Отметим, что теплопроводность грунта не является величиной постоянной в течение года. Она зависит от влажности, агрегатного состояния влаги в грунте и температуры. Причем особенно сильно влажность меняется при замерзании грунта. Данные [55] говорят о том, что теплопроводность мерзлых грунтов  $\lambda_f$  составляет

$$\lambda_f = 1.05 \dots 2.1 * \lambda_{th}. \quad (10.23)$$

О температуре грунта на различной глубине у автора есть лишь данные из зарубежных источников (см. рис.10.10 [81]). Из этих данных можно сделать вывод, что на глубине более 8 метров температура практически постоянна в течение года (изменения составляют только 1/20 изменений на поверхности). За границей существует такое понятие, как температура грунта. Справочник ASHRAE [76] предлагает определять температуру грунта по температуре грунтовых вод в данной местности. Если исходить из температуры грунтовых вод, то она колеблется в пределах 8-10°С для условий Беларуси.

Значение количества радиогенной теплоты составляет (для зоны Центральной Европы)  $0,05-0,12 \text{ Вт/м}^2$  [81]. Если оно не известно, то обычно принимается  $0,1 \text{ Вт/м}^2$ .

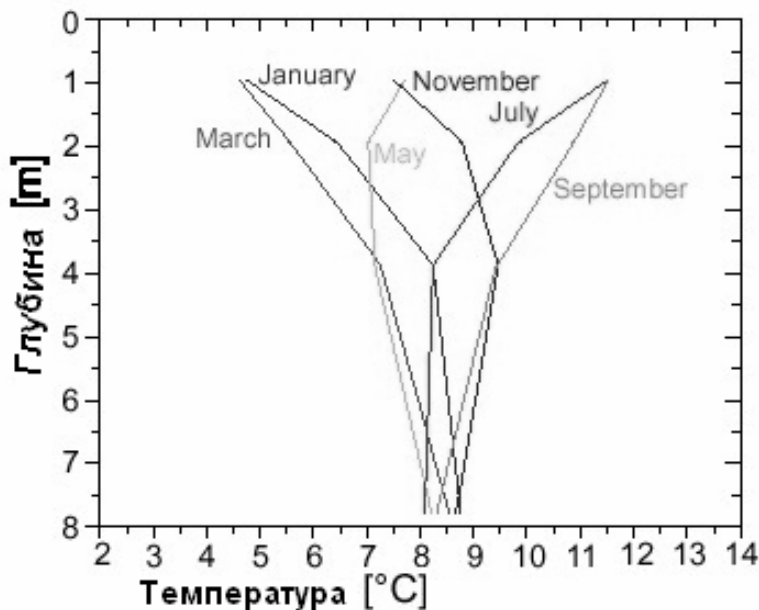


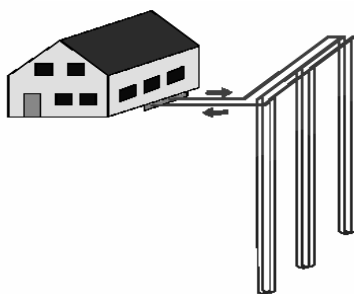
Рис. 10.10 Распределение температур грунта по глубине.

Существует два основных способа отбора геотермального тепла – с помощью открытых и закрытых контуров. Под открытым контуром понимают использование теплоты грунтовых вод, предусматривающих доставку этих вод на поверхность, использования их теплоты и возврат в пласт. Под закрытым контуром понимают использование теплоты грунта с помощью промежуточных теплообменников и теплоносителей. В свою очередь системы с закрытыми контурами различают по типу теплообменников – горизонтальные (рис. 10.11а) и вертикальные (рис.10.11в). Устройство закрытых контуров с вертикальными теплообменниками дороже, чем с горизонтальными теплообменниками. В тоже время контура с горизонтальными теплообменниками занимают большие площади, что может оказать в некоторых случаях весьма критичным условием.

A.



B.



C

#### Варианты укладки труб в траншее

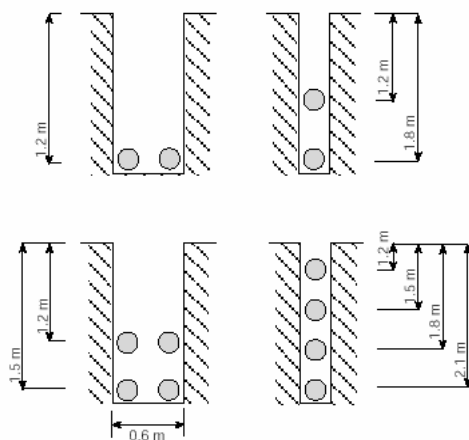


Рис. 10.11. Разводка труб горизонтального (А), вертикального (В) грунтовых теплообменников и варианты укладки горизонтального теплообменника в траншею (С) [78]

Трубы горизонтальных теплообменников размещают в траншеях. Размещение труб в траншее обычно выполняется двумя основными способами: прямыми и свитые в спираль трубы. В жизни существуют и другие, иногда довольно экзотические, способы, например, трубопроводы, прикрывают сверху медными пластинками (copper fins) – видимо для улучшения теплообмена.

В этой статье мы не смогли обойти вниманием такой вопрос, как выпор типа тепловых насосов. Рассмотрим здесь несколько важных характеристик тепловых насосов: теплопроизводительность, COP – коэффициент трансформации, температура теплоносителя на входе в конденсатор (или же температуру конденсации, которая на 10°C выше) и температура антифриза на выходе из испарителя. Для стандартных условий все эти значения дает завод-изготовитель теплового насоса. Из всего ряда фирм выберем известную французскую фирму CIAT. В таблице представлены данные, взятые из справочника для теплового насоса LGN-100Z этой фирмы. Тепловой насос LGN-100Z использует в качестве хладагента R407c. Из этой таблицы легко получить значение COP, которое равно

$$\text{COP} = Q_h / N. \quad (10.24)$$

На рисунке 10.12 приведены графики зависимости коэффициента трансформации от температуры воды (антифриза) на выходе из испарителя.

Таблица 10.5.

### Характеристики теплового насоса LGN 100Z (при температуре конденсации 55°C)

Температура воды на выходе из испарителя, °C		Qс, кВт	N, кВт	Qh, кВт	COP
Водно-гликолевая смесь	-8	13,8	9	22,8	2,53
	-4	16	9,1	25,1	2,76
	2	20,4	9,4	29,9	3,18
Вода	5	23,2	9,5	32,7	3,44
	7	25	9,5	34,6	3,64
	12	30	9,6	39,6	4,16

Выбор теплового насоса на стадии проектирования не является простой задачей. Это связано с тем, что тепловой насос никогда не подбирают на полную пиковую отопительную нагрузку. Если это сделать, то капитальные затраты будут так велики, что окупаемость вашего решения не наступит никогда. Понятно, что выбрав тепловой насос не на пиковую нагрузку, необходимо будет предусмотреть специальный пиковый доводчик. В качестве последнего

обычно применяют электродкотлы. И здесь возникает вопрос: «На какую нагрузку подбирать тепловые насосы?».

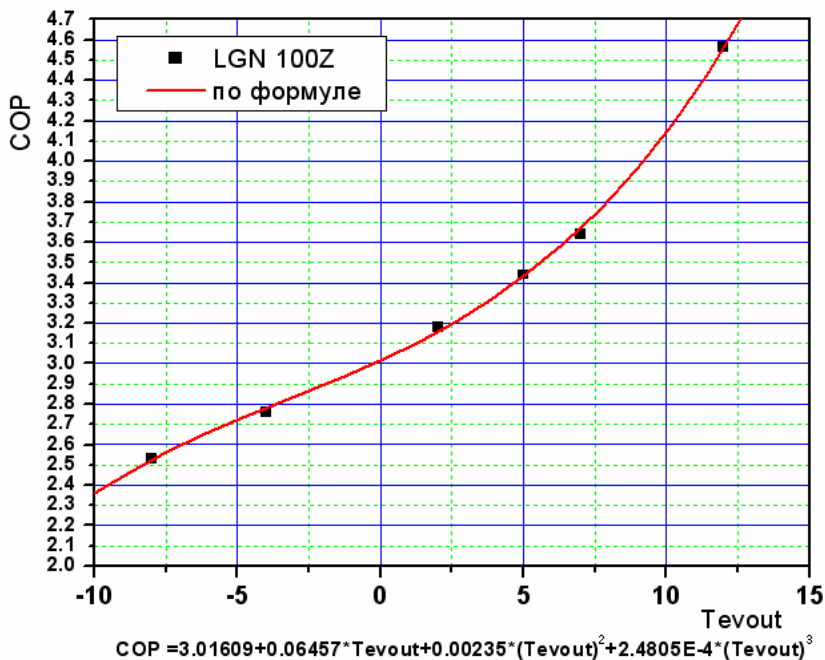


Рис.10.12. Тепловой насос CIAT марки LGP.

Моделирование работы теплового насоса вместе с грунтовым теплообменником может быть проведено с помощью программы по имитационному моделированию – МОДЭН, разработанной ОДО «Энергогент» [16]. На основании многочисленных компьютерных экспериментов и сравнения полученных данных с известными зарубежными методиками, а также учитывая опыт устройства теплонасосной установки с грунтовыми теплообменниками на водозаборе Мухавецкий (Брест), в ОДО «Энергогент» были подготовлены рекомендации по проектированию таких систем. В настоящей статье мы воспользуемся лишь некоторыми данными из этих рекомендаций.

Для наглядного показа этого факта рассмотрим как ведет себя горизонтальный теплообменник, состоящий из двух труб Dнар=32 мм уложенных в

траншею длиной 100м. Зададимся начальной температурой грунта  $10^{\circ}\text{C}$  и температурой антифриза равной минус  $10^{\circ}\text{C}$  и начнем отбирать тепло грунта (теплопроводность грунта принята равной  $3 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{C})$ ).

Еще один вопрос. Какой мощностью, как теплоисточник, обладает в процессе работы теплового насоса грунт? Для ответа на этот вопрос проведем компьютерный эксперимент.

На рисунке 10.13 приведены результаты компьютерного эксперимента, выполненного в рамках программы МОДЭН (версия 2.1). Начинается эксперимент 1 ноября и заканчивается 1 марта.

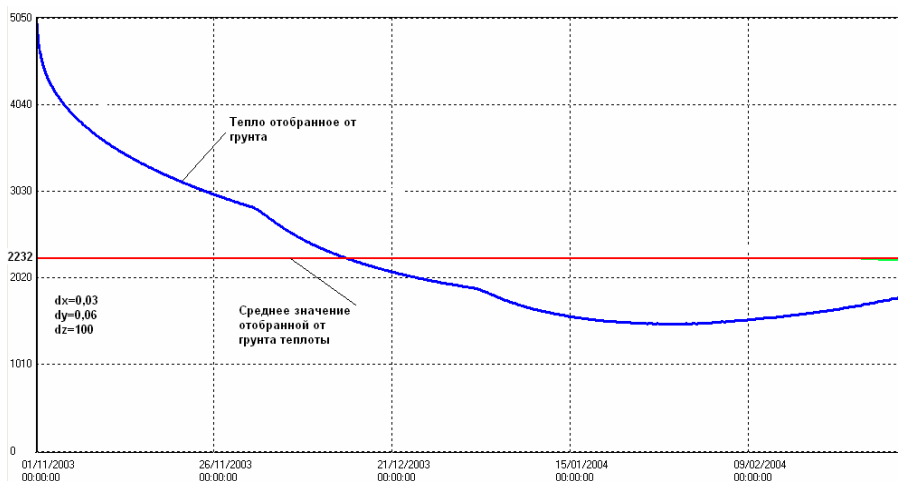


Рис. 10.13. Результаты компьютерного эксперимента, выполненного с помощью программы МОДЭН

Проанализируем график. На первой стадии можно отобрать более  $4000 \text{ Вт}$ , но этот период длится недолго далее происходит падение до  $1500 \text{ Вт}$ , а затем опять начинается небольшой рост. Падение теплоотбора связано с охлаждением грунта (работа теплообменника и понижение температуры наружного воздуха), а рост обусловлен увеличением солнечной радиации и некоторым ростом температур наружного воздуха. Средний же отбор за расчетный период составит  $Q_{\text{ср}}=2232 \text{ Вт}$ . Собственно этим расчетным отбором теплоты мы и обладаем. В какие-то часы его можно превысить, в какие-то наоборот, но средний отбор не должен превышать этой цифры. Для нахождения значения

требуемой мощности теплового насоса воспользуемся довольно простой методикой очень распространенной в США.

Определяем число часов использования максимума тепловой мощности

$$\tau_{\max} = Q_{\text{год}} / Q_{\max}. \quad (10.25)$$

Коэффициент загрузки

$$K_{\text{загр}} = \tau_{\max} / \tau_{\text{год}}. \quad (10.26)$$

Расчетная мощность теплового насоса в зарубежной литературе предлагается определять по формуле

$$Q_{\text{тн}} = 2 * Q_{\max} * K_{\text{загр}}. \quad (10.27)$$

Коэффициент 2 в этой формуле учитывает тот факт, что продолжительность отопительного периода составляет, приблизительно, 50% всего года. Сейчас мы не будем ставить под сомнение эту формулу, хотя, несомненно, она нуждается в уточнении.

Мощность грунтового теплообменника рассчитывается по простой формуле

$$Q_{\text{гт}} = Q_{\text{тн}} * (\text{COP} - 1) / \text{COP} \quad (10.28)$$

Как уже было ранее сказано, трубопроводы горизонтального теплообменника укладывают в траншеи. Число труб в траншее может быть различным (1, 2, 4, 6, 10 и т.д.), как и расстояние между траншеями. Почему бы не уложить все трубы в одну траншею? Заманчивость такого предположения ошибочна потому, что как между близко лежащими трубами, так и между траншеями может возникнуть интерференция, т.е. наложение температурных полей, приводящая к существенному снижению теплового потока от грунта к трубам. Поэтому, если предположить, что труб, уложенных в одиночную траншею с одной трубой необходимо  $L_{\text{тр1}}$ , то число труб в реальных условиях равно

$$L_{\text{тр}} = L_{\text{тр1}} * K_{\text{тр}} * K_{\text{тран}}, \quad (10.29)$$

здесь

$K_{\text{тр}}$  – поправочный коэффициент, учитывающий число труб в траншее (см. табл. 10.6),



Ктран – поправочный коэффициент, учитывающий расстояние между траншеями, расчеты показывают, что если расстояние между траншеями более 2 м, то Ктран=1.

В общем случае

$$L_{тр} = F(K_{тр}, K_{тран}, T_{гр}, T_{ж}, \lambda_{th}, C_{гр}, D_{нар}, \lambda_{ст} \dots) . \quad (10.30)$$

Учесть все факторы путем введения коэффициентов (типа Ктр, и Ктран) не всегда представляется возможным. Наиболее предпочтительным является прямой расчет для соответствующих условий. В настоящее время такой прямой поверочный расчет может быть выполнен с помощью программ имитационного моделирования. Проведя ряд таких расчетов, мы хотим показать читателю статьи влияние отдельных параметров на величину теплоотбора теплообменником.

Влияние температуры грунта, теплопроводности грунта и температуры антифриза (теплоносителя циркулирующего через испаритель теплового насоса) может быть оценено с помощью таблицы 10.7. Из таблицы видно, что температура теплоносителя очень сильно влияет на величину теплоотбора, далее следует теплопроводность грунта и его температура, которая в наименьшей степени влияет на эту величину. Хотя полученные данные получены в результате численного расчета, автор не совсем четко понимает, почему так невелико влияние коэффициента теплопроводности? Я представлял, что это будет прямо пропорциональная зависимость, как в случае стационарной задачи теплопроводности. В просмотренных мной зарубежных источниках эта зависимость не обсуждается на численном уровне.

Таблица 10.6.

**Поправочный коэффициент на число труб в одной траншее - Ктр**

Основание	Число труб в траншее		
	2	4	6
Расчет по программе МОДЭН	1,45	1,97	2,34
[6]	1,43	1,73	2,16

Таблица 10.7.

**Теплоотдача горизонтального грунтового теплообменника  
из 2-х труб при длине траншеи 100 м**

Тгр, °С	$\lambda_{th}$ , Вт/(м*°С) при Тж=-10 °С		$\lambda_{th}$ , Вт/(м*°С) при Тж=-6 °С		$\lambda_{th}$ , Вт/(м*°С) при Тж=-2 °С	
	1,5	3	1,5	3	1,5	3
8	1839	2287	1307	1561	794	833
10	1951	2391	1428	1674	897	958

**Пример.** Рассчитать горизонтальный грунтовый теплообменник и подобрать тепловой насос для отопления здания расположенного в Минске. Расчетная нагрузка на систему отопления составляет 80 кВт, теплопроводность грунта равна 3 Вт/(м\*°С).

1. Для Минска при работе системы отопления при наружной температуре ниже +8°С, значение числа часов максимума равно 2320 (рассчитано в программе МОДЭН), при этом коэффициент загрузки равен 0,264. Определяем требуемую мощность тепловых насосов по формуле (10.27)

$$Q_{тн}=120*0,264*2=63,3 \text{ кВт.}$$

2. Для того, чтобы принять наиболее эффективный вариант установки, проведем ряд расчетов на различные значения числа труб в траншее (1, 2 и 4) и температуры антифриза (-10, -6 и -2°С). Покажем как проводится один из расчетов: одна труба в траншее и температура антифриза -10°С

3. Принимаем к установке тепловой насос фирмы CIAT марки LGN. Для таких теплонасосов по графику на рис. 10.12 выбираем COP, который будет равен 2,35.

Исходя из формулы (10.28) мощность грунтового теплообменника составит

$$Q_{гт}= 63,3*(2,35-1)/2,35=36,36 \text{ кВт.}$$

4. Как видно в таблице 10.7 нет данных по теплоотдаче в траншее с одиночной трубой. Поэтому берем аналогичную траншею, но с 2-мя трубами.

Среднее значение отобранной теплоты со 100 м траншеи, за отопительный период равно 2391 Вт. На 100 м трубы теплосъем составит

$$2391/2=1196 \text{ Вт}/100\text{м.}$$

5. Если в траншее лежит не 2, а только одна труба, то теплосъем с учетом **Ктр** составит

$$1196*1,45=1730 \text{ Вт}/100\text{м.}$$

6. Общая длина труб и траншеи составит

$$L_{\text{тр}}=L_{\text{тран}}=36360*100/1730=2098 \text{ м.}$$

7. Расход электрической энергии определяем по формуле

$$N_{\text{год}}= N_y*2320*2$$

8. Анализ результатов расчета показывает (расчеты не приведены), наиболее экономичным, по статье капитальных затрат, являются варианты с температурой антифриза равной  $-10^{\circ}\text{C}$ . Это варианты с минимальным количеством труб и большим типоразмером теплового насоса. Такие проекты наиболее популярны в Центральной Европе, что связано с недостатком площадей. Несмотря на большие капитальные затраты, вариант с температурой антифриза равной  $-2^{\circ}\text{C}$  имеет меньшие эксплуатационные затраты, что связано с меньшим типоразмером теплового насоса. Большее количество труб требует значительных площадей для их размещения. Такие проекты наиболее популярны в США и Канаде.

Сказать о том, какой вариант имеет безоговорочные преимущества, не представляется возможным. Отклонения между затратами вполне укладываются в рамки точности проведения вычислительного эксперимента.

## Выводы

1. В статье рассмотрены основные факторы, влияющие на работу горизонтальных грунтовых теплообменников: теплопроводность грунта, взаимодействие труб в траншее и траншей между собой, температура антифриза в контуре теплообменников.

2. Представлены основные положения методики проектирования теплонасосных систем с горизонтальными грунтовыми теплообменниками. Методика составлена на основе компьютерных экспериментов, выполненных с помощью программы МОДЭН (версия 2.1).
3. Приведен пример подбора теплонасосной установки с применением полученных результатов.

### Условные обозначения

- СОР** - коэффициент трансформации теплового насоса,  
**Сгр** – теплоемкость грунта, Дж/(м<sup>3</sup>\*°С),  
**Днар** – наружный диаметр трубопровода грунтового теплообменника, м,  
**Кзагр** - коэффициент загрузки теплового насоса,  
**Ктран** – коэффициент, учитывающий расстояние между траншеями,  
**Ктр** – коэффициент, учитывающий число труб в траншее,  
**Лтран** – длина траншеи для размещения горизонтального грунтового теплообменника, м,  
**Лтр** – длина трубопроводов горизонтального грунтового теплообменника, м,  
**Н** – электрическая мощность привода теплового насоса, Вт,  
**Тгр** – температура грунта, °С,  
**Тж** – средняя температура антифриза (теплоносителя, проходящего через испаритель), °С,  
**Qгод**- суммарный годовой расход тепловой энергии, Дж,  
**Qmax**- максимальная тепловая нагрузка, Вт,  
**Qh** – теплопроизводительность теплового насоса, Вт,  
**Qc** – холодопроизводительность теплового насоса, Вт,  
**Qтн** – требуемая теплопроизводительность теплового насоса, Вт,  
**Qгт** – тепловая мощность грунтового теплообменника, Вт,  
**τmax**- число часов использования максимума тепловой нагрузки, с (час),  
**τгод** - продолжительность года,  
**λ** -теплопроводность, Вт/(м\*°С),  
**λ<sub>th</sub>** -теплопроводность талого грунта, Вт/(м\*°С),  
**λ<sub>т</sub>** -теплопроводность мерзлого грунта, Вт/(м\*°С),  
**λ<sub>ст</sub>** – теплопроводность стенки трубы, Вт/(м\*°С).

## 12. Условные обозначения

$A$  – площадь поверхности,  $\text{м}^2$ ,

$A$  – открытие регулирующего клапана, сек,

$a$  – доля поглощенной радиации,

$A_1, A_2, A_3$  – константы, зависящие от материала слоя, в уравнении (13),

$B_0, B_1$  – константы, зависящие от материала слоя, в уравнении (18).

$C_p$  – теплоемкость воздуха,  $\text{Дж}/\text{кг}^{\circ}\text{C}$ ;

$c_{p1}$  – массовая теплоемкость материала слоя 1,  $\text{Дж}/(\text{кг}^{\circ}\text{C})$ ,

$d$  – число дней прошедшее со дня весеннего равноденствия (21 марта),

$d_a$  – влагосодержание воздуха,  $\text{кг}/\text{кг}$ ;

$d_n$  – влагосодержание насыщенного воздуха,  $\text{кг}/\text{кг}$ ;

$dP/dx$  – градиент парциальных давлений водяного пара,  $\text{Па}/\text{м}$ ,

$dT_1$  – изменение температуры слоя 1 за один шаг счета  $d\tau$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ,

$d\tau$  – шаг счета модели, с,

$dW/dx$  – градиент влагосодержания (по капельной влаге) материала,  $\%/м$ ,

$g$  – доля пропущенной радиации,

$G$  – расход,  $\text{кг}/\text{с}$ ,

$G_3, G_4, G_5, G_6$  – перенос влаги через порт 3, 4, 5, 6,  $\text{кг}/(\text{с}^{\circ}\text{м}^2)$ ,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ,

$Q_1, Q_2$  – перенос тепловой энергии через порт 1, 2,  $\text{Дж}/(\text{с}^{\circ}\text{м}^2)$ ,

$dQ_{ak1}$  – тепловая энергия, аккумулированная в слое 1 за шаг счета  $d\tau$ ,

$Q$  – тепловая энергия,

$I$  – энтальпия,  $\text{Дж}/\text{м}^3$ ,

$I_{\text{max}}$  – значение рассеянной солнечной радиации на горизонтально расположенную поверхность,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ,

$i$  – угол падения солнечных лучей на поверхность,

$h$  – энтальпия,  $\text{Дж}/\text{кг}$ ,

$h_c$  – высота Солнца,

$K_p$  – коэффициент пропорциональности,

$K$  – коэффициент усиления,

$K_{\text{ат}}$  – коэффициент, учитывающий поправку на воздушную массу.

$K_{\text{иш}}$  – коэффициент использования,

$K_{id}$  – коэффициент дневной неравномерности,  
 $K_{ig}$  – коэффициент годовой неравномерности,  
 $L$  – воздухообмен,  $m^3/c$ ,  
 $n$  – количество замеров,  
 $P$  – парциальное давление водяных паров, Па,  
 $P_n$  – парциальное давление насыщенных водяных паров, Па,  
 $p$  – парциальное давление водяных паров на оси слоя 1, Па,  
 $P_{in}$  – парциальное давление водяных паров внутреннего воздуха, Па,  
 $R_{кин}$  – сопротивление влажопроводности от внутреннего воздуха к ограждению,  
 $S_{max}$  – поток прямой солнечной радиации на поверхность расположенную перпендикулярно потоку,  $Вт/м^2$ ,  
 $S$  – поток прямой и рассеянной солнечной радиации на поверхность,  $Вт/м^2$ ,  
 $S$  – характеристика гидравлического сопротивления,  $Па/(кг/с)^2$ ,  
 $r$  – скрытая теплота фазового перехода,  $Дж/кг$ ,  
 $r$  – доля отраженной радиации,  
 $T$  – температура,  $°C$ ;  
 $T_i$  – коэффициент интегрирования (время изодрома),  $°C$ ;  
 $T_d$  – время дифференцирования (время предварения),  $°C$ ;  
 $T_p$  – температура на оси слоя 1,  $°C$ ,  
 $T_{in}$  – температура внутреннего воздуха,  $°C$ ,  
 $T_{11}$  – температура в подающем теплоносителе теплосети,  $°C$ ;  
 $T_{12}$  – температура в подающем контуре системы отопления,  $°C$ ;  
 $T_{21}$  – температура в обратном теплоносителе теплосети,  $°C$ ;  
 $T_{22}$  – температура в обратном контуре системы отопления,  $°C$ ;  
 $T_{max}$  – максимально возможная температура при натопе,  $°C$ ;  
 $t$  – модельное время суток,  
 $t_z$  – время запаздывания,  
 $t_a$  – постоянная времени,  
 $W$  – влагосодержание материала, %,  
 $W_s$  – весовая сорбционная влажность, %,  
 $W_f$  – переувлажнение или весовая капельная влажность материала, %,  
 $W_1$  – влагосодержание материала слоя 1, %,  
 $W_{in}$  – влагосодержание внутреннего воздуха,  $W_{in}=0$ , %,  
 $a$  – коэффициент теплоотдачи,  
 $\alpha_{in}$  – коэффициент теплоотдачи от внутреннего воздуха к ограждению,  $Вт/(м^2*°C)$ ,

**$\alpha$**  - теплотехническая характеристика здания – среднее значение,  
 **$\alpha_i$**  - теплотехническая характеристика здания – мгновенное (текущее) значение,  
 **$\beta$**  – коэффициент объемного расширения,  
 **$\beta$**  - коэффициент влагопроводности, кг/(м\*с\*%),  
 **$\beta_1$**  - коэффициент влагопроводности слоя 1, кг/(м\*с\*%),  
 **$\lambda$**  - коэффициент гидравлического трения,  
 **$\lambda_{w1}$**  - коэффициент теплопроводности влажного материала слоя 1, Вт/(м\*°С),  
 **$\delta_1$**  - толщина слоя 1, м,  
 **$\rho_1$**  - плотность материала слоя 1, кг/м<sup>3</sup>,  
 **$\mu_1$**  - коэффициент паропроницаемости слоя 1, кг\*м/Па,  
 **$\psi$**  – азимут поверхности,  
 **$\delta$**  - склонение Солнца,  
 **$\varphi$**  - широта местности, где расположено сооружение,  
 **$\phi$**  - относительная влажность воздуха, (от 0 до 1),  
 **$\tau$**  - время  
 **$\tau$**  - часовой угол Солнца,

## Индексы

**ак** – аккумуляция,  
**пр** – приточный воздух,  
**в** – внутренний,  
**н** – наружный,  
**огр** – ограждение,  
**от** – отопление,  
**пом** – помещение,  
**пр** - предварительное (проектное) значение,  
**тр** – требуемое значение,  
**i** – текущее значение,  
**n** – число замеров,  
**o** – начальное значение,  
**y** – нормируемое значение (уставка)



### 13. Литература

1. *Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй.*-М.: Физматгиз, 1960.-715 с.
2. *Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблица теплофизических свойств воды и водяного пара. М: Издательство МЭИ,2003.- 168 с.*
3. *Альциуль*
4. *БНБ 2.01.01-93. Строительная теплотехника.*
5. *Берд Р., Стьюард В., Лайтфут Е. Явления переноса. М., Химия, 1974.- 688 с.*
6. *Богословский В.Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха).- М.: Высшая школа, 1982. – 415 с.*
7. *Богословский В.Н., Сканава А.Н. Отопление. – М.: Стройиздат, 1991. – 735 с.*
8. *Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат. 1983. – 320 с.*
9. *Боровков В.С., Майрановский Ф.Г. Аэрогидродинамика систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – М., Стройиздат, 1978. –116 с.*
10. *Богуславский Л.И. и др. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справочное пособие. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.*
11. *Бринкворт Б. Солнечная энергия для человека. - М.: Мир, 1976. – 291 с.*
12. *Буч Гради. Объектно-ориентированное проектирование с примерами применения. – Киев: Диалектика, 1992. – 512 с.*
13. *Вержбицкий В.М. Численные методы. – Высшая школа. – М.: 2000. – 266 с.*
14. *Внутренние санитарно-технические системы. Ч.1. Отопление.- М., Стройиздат, 1975. – 344 с.*

15. *Внутренние санитарно-технические устройства. Ч 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1. – М.: Стройиздат, 1992. – 319 с.*
16. *Волов Г.Я. Внедрение имитационного моделирования в инженерную практику (программа МОДЭН, версия 2,0) – Энергия и менеджмент, 2001, NN2, с. 30-33.*
17. *Волов Г.Я., Кочepasов К.Л. Использование тепловых насосов в теплоснабжении и горячем водоснабжении. – Энергия и менеджмент, 2002, NN2 и 3.*
18. *ВСН 353-86. Проектирование и применение воздухопроводов из унифицированных деталей: Минмонтажспецстрой СССР. – 1987.*
19. *Вульман Ф.А. и др. Математическое моделирование тепловых схем паротурбинных установок на ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1985. – 112 с.*
20. *Дзелзитис Э.Э. Управление системами кондиционирования воздуха: Справочное пособие. – М.: Стройиздат, 1990. – 176 с.*
21. *Де Грот. Термодинамика необратимых процессов. М., 1956. – 281 с.*
22. *Дэбни Дж., Харман Т. Simulink 4. Секреты мастерства. – М.: Бином. Лаборатория знаний, 2003. – 403 с.*
23. *Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления: Справочник. – Госэнергоиздат, 1975.*
24. *Ильинский В.М. Строительная теплофизика. – М.: Высшая школа, 1974. –320 с.*
25. *Исаченко и др. Теплопередача. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.*
26. *Калнинь И.М. Техника низких температур на службе энергетики. - Холодильное дело,1996, №1.*
27. *Калнинь И.М. Тепловые насосы: вчера, сегодня, завтра. - Холодильная техника,2000, №10.*
28. *Кафаров В.В., Мешалкин В.П. Проектирование и расчет оптимальных систем технологических трубопроводов. – М.: Химия, 1991. – 368 с.*

29. Кирилин В.А. и др. *Техническая термодинамика.* – М.: Энергия, 1968. – 472 с.
30. Киссин М.И. *Отопление и вентиляция: Часть I. Отопление.* – М.-Стройиздат, 1947. – 354 с.
31. Кондратьев К.Я. *Лучистая энергия Солнца.* – Л.: Гидрометеоздат, 1954. – 600 с.
32. Кондратьев К.Я., Пивоварова З.И., Федорова М.П. *Радиационный расчет наклонных поверхностей.* – Л.: Гидрометеоздат, 1978. – ...
33. Кострюков В.А. *Примеры расчета по отоплению и вентиляции. Часть I. Отопление.* – М., Стройиздат, 1964. – 203 с.
34. Кутателадзе С.С. *Теплопередача и гидравлические сопротивления.* – М., Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
35. Кутателадзе С.С. *Основы теории теплообмена.* – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
36. Курилюк И.С. *Экспериментальные исследования влажности в стеновых панелях Краснопресненского завода ДСК-1.* – Там же, с.301-307.
37. Курьлев Е.С., и др. *Холодильные установки.* – СПб.: Политехника, 1999. – 576 с.
38. Луканин В.Н. и др. *Теплотехника.* – М.: Высшая школа, 2000. – 671 с.
39. Лыков А.В. *Тепломасообмен. Справочник.* – М.: Энергия, 1972. – 560 с.
40. Маркус Т.А., Моррис Э.Н. *Здания, климат и энергия.* – Л.: Гидрометеоздат, 1985. – 502 с.
41. Михеев М.А., Михеева И.М. *Основы теплопередачи.* – М.: Энергия, 1973. – 320 с.
42. Одельский Э.Ч., Каган Л.И., Кирзнер Л.Х. *Методика и примеры расчета на ЭВМ систем центрального отопления.* – Минск, Вышэйшая школа, 1979. – 304 с.
43. Олссон Г., Пиани Дж. *Цифровые системы автоматизации и управления.* – СПб.: Невский диалект, 2001. – 557 с.

44. Позин Г.М. Принципы разработки приближенной математической модели тепловоздушных процессов в вентилируемых помещениях.- Известия ВУЗов. Строительство и архитектура. – 1980, 11, с.122-127.
45. Проценко В.П. Проблемы использования теплонасосных установок в системах централизованного теплоснабжения - Энергетическое строительство, 1994, №2.
46. Решетин О.Л., Орлов С.Ю. Теория переноса тепла и влаги в капиллярно-пористом теле. – ЖТФ, 1998, 68, 2, 140-142.
47. Ривкин С.Л., Кременевская Е.А. Уравнения состояния воды и водяного пара для машинных расчетов процессов и оборудования электростанций. – Теплоэнергетика, 3, 1977, с. 69-73.
48. Рубинштейн Я.М. и др. Тепловые характеристики теплофикационной турбины Т-100-130 ТМЗ. – Теплоэнергетика, 11, 1965, с. 12-20.
49. Руководство по расчету влажностного режима ограждающих конструкций зданий. - М.: Стройиздат, 1984. – 168 с.
50. Руководство по установке и эксплуатации. – THERMOCOLD. MU005/X/11-99.
51. Сайт: [www.energovent.com](http://www.energovent.com).
52. Сайт: [www.okbkarat.ru](http://www.okbkarat.ru).
53. Сасин В.И. Термостаты в российских системах отопления.- АВОК, №5, 2004.
54. Сканави А.Н. и др. Отопление и вентиляция. Ч.1.М., Стройиздат, 1976. -480 с.
55. СНиП 2.02.04-88. Основания и фундаменты вечномерзлых грунтов.
56. СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.
57. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика.
58. Советов Б.Я., Яковлев С.А. Моделирование систем. – М.: Высшая школа, 2001. – 343 с.
59. Справочное пособие к СНиП 2.08.01-89. Отопление и вентиляция жилых зданий.

60. Стефаниш Е.П. Основы расчета настройки регуляторов теплоэнергетических процессов. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 328 с.
61. Строительная климатология. – М.: Стройиздат, 1990, 86 с. – (Справочное пособие к СНиП).
62. Тепловые и атомные электрические станции. Кн. 3: Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
63. Типовая нормативная характеристика турбоагрегата ПТ-60-130/13 ЛМЗ. – ОРГРЭС, 1975. – 34 с.
64. Типовая нормативная характеристика турбоагрегата ПТ-60-130/13 ЛМЗ. – ОРГРЭС, 1975. – 34 с.
65. Токарева Е.Ф. Определение поступлений прямой солнечной радиации на вертикальные поверхности разной ориентации. – Киев, КиевЗНИИЭП, 1971, - 12 с.
66. Токарева Е.Ф. Определение часовых и суточных значений прямой и диффузной солнечной радиации проникающей внутрь помещений через двойное остекление окон при различной ориентации помещений. – Киев, КиевЗНИИЭП, 1971. – 14 с.
67. Турчак Л.И., Плотников П.В. Основы численных методов. – М.: Физматлит, 2002. – 304 с.
68. Уделл С. Солнечная энергия и другие альтернативные источники энергии. – М., Знание, 1980. – 88 с.
69. Щекин Р.В. и др. Расчет систем центрального отопления. – Киев, Вища школа, 1975. – 216 с.
70. Шепелев И.А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении. – М.: Стройиздат, 1978.- 144 с.
71. Шильд Е. И др. Строительная физика. – М.: Стройиздат, 1982. – 294 с.
72. Шкловер А.М., Васильев Б.Ф., Ушков Ф.В.. Основы строительной теплотехники жилых и общественных зданий.- М.: Госстройиздат, 1956. – 351 с.
73. Шлеер С., Меллор С. Объектно-ориентированный анализ: моделирование мира в состояниях. – Киев: Диалектика, 1993. – 240 с.

74. Хлевчук В.Р. и др. *Определение теплопроводности эффективной теплоизоляции в конструкции с учетом влажности.* – Проблемы строительной теплофизики систем обеспечения микроклимата и энергосбережения в зданиях. Сборник докладов. - М., НИИСФ, 2001, с. 319-328.
75. Янтовский Е.И., Пустовалов Ю.В. *Парокомпрессионные теплонасосные установки.* – М.: Энергоиздат, 1982.-144 с.
76. *ASHRAE Handbook. 1999 HVAC Application. Chapter 31. Energy resources.*
77. *Commercial Earth Energy Systems: a Buyers Guide.* - Her Majesty the Queen in Right of Canada, 2002.
78. *Closed Loop Ground-Coupled Heat Pumps - HPC-IFS2, January 2002.*
79. *Heat Pump in the UK. -F monitoring report – Site www. etsu.com.*
80. *Replacement of R22 and Future Trends in Refrigeration and Air Conditioning.* - Product bulletin no. C/11.00/07/E-Site [www.polietileno.com](http://www.polietileno.com).
81. *Sanner B. DESCRIPTION OF GROUND SOURCE TYPES FOR THE HEAT PUMP.*–[www.geothermie.de/ueb\\_seiten/ub\\_sanner.htm](http://www.geothermie.de/ueb_seiten/ub_sanner.htm)
82. *Sanner B. Ground Heat Sources for Heat Pumps (classification, characteristics, advantages) -* [www.geothermie.de/ueb\\_seiten/ub\\_sanner.htm](http://www.geothermie.de/ueb_seiten/ub_sanner.htm)
83. *Solvay Fluor und Derivate Gmbh. Solkane 407C Thermodynamics.* – Product Bulletin no.:T/12.00/03/E
84. *Thomas J. Horan. Control systems and applications for HVAC.* New Jersey. Prentice-Hall, Inc., 1997 – 514 p.

*Приложение 1.*

**Свойства холодильных агентов**

В этом приложении представлены некоторые параметры фреона 407. Представленные здесь формулы получены автором при обработке табличных данных, приведенных в работе [74].

**Давление конденсации**

$$P_{\text{con}}=463242,02+15964,13 \cdot T_{\text{con}}+203,939 \cdot T_{\text{con}}^2+1,72562 \cdot T_{\text{con}}^3$$

**Плотность паровой фазы**

$$P_g=20,7094+0,62609 \cdot T+0,00415 \cdot T^2+2,3707 \cdot 10^{-4} \cdot T^3$$

**Плотность жидкой фазы – кг/м<sup>3</sup>**

$$\rho_f=1236,56-4,8818 \cdot T+0,04384 \cdot T^2-6,957 \cdot 10^{-4} \cdot T^3$$

**Энтальпия жидкой фазы (массовая)-Дж/кг**

$$I_f=200109,2+1405,43 \cdot T+0,47587 \cdot T^2+0,03941 \cdot T^3$$

**Энтальпия паровой фазы (массовая) – Дж/кг**

$$I_g=(408769+492,63 \cdot T-1,1504 \cdot T^2-0,04081 \cdot T^3)$$

**Удельная теплота парообразования**

$$r=208655-912,785 \cdot T-1,61436 \cdot T^2-0,08039 \cdot T^3$$

*Приложение 2.*

**Термодинамические параметры влажного воздуха**

В этом приложении приведены основные формулы, описывающие термодинамические параметры влажного воздуха. Необходимость знания этих формул вызвана тем, что применение I-d диаграммы при математическом моделировании практически невозможно.

**1. Влагосодержание**

**Влагосодержание воздуха в состоянии насыщения, (кг/кг)**

$$d_a = 0,623 * p_w / (p_a - p_w),$$

$$d_a = 0.00358 + 2.706E-4 * T_a + 1.074E-5 * T_a^2 + 2.136E-7 * T_a^3$$

где  $p_w$  – парциальное давление водяных паров, Па,  
 $p_a$  - абсолютное давление воздуха, Па,  
 $T_a$  – температура воздуха, °C.

**Влагосодержание влажного воздуха, (кг/кг)**

$$d_a = 0,623 * (\varphi_a / 100) * p_w / (p_a - (\varphi_a / 100) * p_w),$$

$\varphi_a$  - относительная влажность воздуха, %.

**2. Теплоемкость**

**Массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении, (Дж/(м<sup>3</sup>\*°C))**

$$c_p = (1.005 * T_a + 1.8 * d_a / 1000) * 1000,$$

где  $T_a$  – температура воздуха,  
 $d_a$  - влагосодержание воздуха, кг/кг.

**3. Энтальпия**



Энтальпия воздуха, (Дж/м<sup>3</sup>)

$$I_a = (1.005 * T_a + (2500 + 1.8 * T_a) * d_a / 1000) * 1000,$$

где  $d_a$  - влагосодержание воздуха, кг/кг,  
 $T_a$  - температура воздуха, °C.

#### 4. Относительная влажность

Относительная влажность воздуха, (%)

$$\varphi_a = 100 * d_a / (0.00358 + 2.706E-4 * T_a + 1.074E-5 * T_a^2 + 2.136E-7 * T_a^3).$$

Парциальное давление водяных паров влажного воздуха, (Па)  
(при температуре воздуха выше 0°C)

$$p_w = (\varphi_a / 100) * (479 + (11.52 + 1.62 * T_a)^2)$$

$$p_w = ((479 + (11.52 + 1.62 * T_a)^2) * (133 * 745 * d_a / 0.623)^{0.5})^{2/3}$$

#### 5. Парциальное давление

Парциальное давление насыщенных водяных паров влажного воздуха,  
(Па)  
(при температуре воздуха ниже 0°C)

$$p_w = \exp((-5.67E+3)/(273 + T_a) + 6.39 + (-9.67E-3) * (273 + T_a) + (6.21E-7) * (273 + T_a)^2 + (2.07E-9) * (273 + T_a)^3 + (-9.48E-13) * (273 + T_a)^4 + 4.16 * \ln(273 + T_a))$$

#### 6. Температура

Температура влажного воздуха в состоянии насыщения, (°C)

$$T_a = -5.828 + (0.676E-3) * I_a + (0.492E-8) * I_a^2 + (1.757E-14) * I_a^3$$

*Приложение 3.*

**Функции, используемые в программе МОДЭН для описания термодинамических параметров пара**

Состояния пара на I-S диаграмме можно разделить на 5 областей (зон):

- зона 1 – область перегретого пара,
- зона 2 – область насыщенного пара,  $X=1$ ,
- зона 3 – область влажного пара,  $0 < X < 1$ ,
- зона 4 – вода на линии насыщения,  $X=0$ ,
- зона 5 – вода.

Для каждой зоны состояние воды (пара) характеризуется своими уравнениями. Запишем эти уравнения для каждой из зон [47].

**Зона 1. Состояние перегретого пара.**

$$h = h_0 + (A_2 * p + A_3 * p^2 / 2) * 1000,$$

$$S = S_0 + A_4 * p + A_5 * p^2 / 2 - R * \ln(1000 * p),$$

$$V = R * Y / p + A_0 + A_1 * p.$$

Вспомогательные функции

$$A_0 = K_0 + K_1 * Y + K_2 / Y^2 + K_3 / (Y - W_1)^2,$$

$$A_1 = M_0 + M_1 / Y^{q_0} + M_2 / Y^{q_1},$$

$$A_2 = K_0 + 3 * K_2 / Y^2 + 3 * K_3 / (Y - W_1)^2 + 2 * K_3 * W_1 * (Y - W_1)^2,$$

$$A_3 = M_0 + (q_0 + 1) * M_1 / Y^{q_0} + (q_1 + 1) * M_2 / Y^{q_1},$$

$$A_4 = -K_1 + 2 * K_2 / Y^3 + 2 * K_3 / (Y - W_1)^3,$$

$$A_5 = q_0 * M_1 / Y^{(q_0+1)} + q_1 * M_2 / Y^{(q_1+1)}.$$

**Зоны 2 и 4. Состояния на линии насыщения.**

$$\text{Ln}p = \sum A_n * Y^n + A_2 * \text{Ln}(1000 * Y),$$

$$Y = 1 / (\sum B_n * (\text{Ln}p)^n),$$

$$h' = \sum (C_n * Y^n),$$

$$V' = \sum (D_n * Y^n),$$

$$S' = \sum (E_n * Y^n),$$

$$h'' = \sum (F_n * Y^n),$$

$$S'' = \sum (G_n * Y^n).$$

**Зона 3.**

Значения Р и Т – те же параметры, что и на линии насыщения, т.е. в зонах 2 и 4.

$$h = h' * (1 - X) + h'' * X,$$

$$S = S' * (1 - X) + S'' * X,$$

$$V = V' * (1 - X) + V'' * X.$$

Для этих уравнений размерность параметров отличается от основной размерности в системе СИ:

Н – энтальпия, кДж/кг,

Р – давление, МПа,

q<sub>0</sub>=8, q<sub>1</sub>=14 – константы,

R – газовая постоянная, R=0,46151 кДж/(кг\*град),

S – энтропия, кДж/(кг\*град).

Вспомогательные функции для зоны 1.

Для **зоны 2** используется дополнительное уравнение, полученное авторами. В этом уравнении все параметры в основной размерности системы СИ.

$$P=8321,38-1916,41*T+43,0882*T^2-0,31034*T^3+0,00168*T^4,$$

Для удобства использования все вышеперечисленные уравнения в программе МОДЭН представлены в виде специальных функций, которые приведены в таблице.....

Таблица П4.1.

Параметр	Зона			
	1	2	3	4
Получить номер зоны	GetZonePaT(p;t) GetZonePaH(p;h) GetZonePaS(p;s)			
S	GetSbyPaT(p;t) GetSbyPaH(p;h)		SteamZ3s( p; x)	GetSbyPaT(p;t) GetSbyPaH(p;h)
H	GetHbyPaT(p;t) GetHbyPaS(p;s)		SteamZ3h( p; x)	GetHbyPaT(p;t) GetHbyPaS(p;s)
V	GetVbyPaT(p;t) GetVbyPaH(p;h) GetVbyPaS(p;s)		SteamZ3v( p; x)	GetVbyPaT(p;t) GetVby- PaH(p;h) GetVbyPaS(p;s)
T-температура	GefTby- PaH(p;h) GefTbyPaS(p;s)	SteamTbyP( p)	SteamTbyP( p)	SteamTbyP( p)
P-давление		SteamPbyT( t)	SteamPbyT( t)	SteamPbyT( t)
X-степень сухости	*) программа выдает цифру 2, которая указывает, что мы находимся в области перегретого пара	1	SteamX3byPaH( p; h)	0

### Условные обозначения

- A0, A1, A2.... – константы в уравнениях,  
 h – энтальпия, Дж/кг,  
 K0, K1, K2.... – константы в уравнениях,  
 M0, M1, M2.... – константы в уравнениях,  
 P- давление, Па,

S – энтропия, Дж/(кг\*град),  
 T- температура, °C,  
 V- удельный объем, м<sup>3</sup>/кг,  
 X – степень сухости пара, [0...1],  
 Y=T/1000,

Проверка точности функций параметров пара. Таблица П.2.

<i>№№/пп</i>	<i>Параметр</i>	<i>P, кПа</i>	<i>T</i>	<i>H</i>	<i>S</i>	<i>V</i>	<i>Зона</i>
<b>1</b>	<b>МОДЭН</b>	450	250	2965,4	7,3232	0,52	<b>1</b>
	<b>[2]</b>	450	250	2962,8	7,3237	0,5281	<b>1</b>
	<b>Невязка %</b>	-	-	0,088	0,0068	1,52	
<b>2</b>	<b>МОДЭН</b>	450	147,41	2743,6	6,861	0,41	<b>2</b>
	<b>[2]</b>	450	147,91	2743,4	6,856	0,414	<b>2</b>
	<b>Невязка %</b>	-	0,34	0,0073	0,073	0,97	
<b>3</b>	<b>МОДЭН</b>	450	148,17	620,9	1,815	0	<b>4</b>
	<b>[2]</b>	450	147,91	623,0	1,80	0,00109	<b>4</b>
	<b>Невязка %</b>	-	0,34	0,34	0,0083	-	

*Приложение 4.*

**Некоторые каналы и размерности, используемые в программе МОДЭН**

<b>NN /пп</b>	<b>Название канала</b>	<b>Размерность Имя</b>	<b>СИ</b>	<b>Обозначение</b>
1	Безразмерный канал	Безразмерный		
2	Влага	Расход массовы	кг/с	G
3	Влаговыведение человека	Влаговыведение человека	кг/(с*чел)	g
4	Влагосодержание	Влагосодержание	кг/кг	d
5	Влажность относительная	Влажность относительная	%	h
6	Время	Время	с	t
7	Вязкость кинематическая	Вязкость кинематическая	п	м^2/с
8	Год выпуска	Безразмерный		
9	Давление	Давление	Па	P
10	Диаметр	Длина	м	D
11	Длина	Длина	м	L
12	Наименование (имя)	Безразмерный - текст		
13	КПД	Безразмерный		n
14	Количество	Безразмерный		n
15	Количество фаз	Безразмерный		n
16	Концентрация	Безразмерный		c
17	Коэффициент теплопередачи*Площадь	Коэффициент теплопередачи*Площадь		U*A
18	Коэффициент гидравлического трения	Безразмерный		l

<b>NN /пп</b>	<b>Название канала</b>	<b>Размерность Имя</b>	<b>СИ</b>	<b>Обозначение</b>
19	Коэффициент объемного расширения	Коэффициент объемного расширения	м <sup>3</sup> /кг	b
20	Коэффициент паропроницаемости	Коэффициент паропроницаемости	кг/(м*Па*с)	m
21	Коэффициент расхода	Коэффициент расхода	кг/(с*Па)	Kv
22	Коэффициент смешения	Безразмерный		Km
23	Коэффициент теплоотдачи	Коэффициент теплоотдачи	В/(м <sup>2</sup> *°С)	A
24	Коэффициент теплопередачи	Коэффициент теплопередачи	В/(м <sup>2</sup> *°С)	
25	Лучистая энергия	Энергия	Дж	Q, E
26	Масса	Масса	кг	m
27	Мощность активная	Мощность	Вт	Q
28	Мощность реактивная	Мощность	Вт	Q
29	Нагрузка механическая	Мощность	Вт	Nm
30	Нагрузка тепловая	Мощность	Вт	Qt
31	Напряжение	Напряжение	В	U
32	Номер	Безразмерный		n
33	Облученность	Облученность		E <sub>0</sub>
34	Объем	Объем	м <sup>3</sup>	V
35	Освещенность	Освещенность		E
36	Плотность	Плотность	кг/м <sup>3</sup>	g
37	Плотность теплового потока	Плотность теплового потока	Вт/м <sup>2</sup>	q
38	Площадь	Площадь	м <sup>2</sup>	A
39	Расход массовый	Расход массовый	кг/с	Gm
40	Расход объемный	Расход объемный	м <sup>3</sup> /с	Lv
41	Скорость	Скорость	м/с	w

<b>NN /пп</b>	<b>Название канала</b>	<b>Размерность Имя</b>	<b>СИ</b>	<b>Обозначение</b>
42	Стоимость	Стоимость	\$	с
43	Тариф на теплоэнергию	Тариф	\$/Дж	Tq
44	Тариф на эл.энергию	Тариф	\$/Дж	Te
45	Температура	Температура	°С, К	T
46	Теплоемкость	Теплоемкость	Дж/(кг* °С)	с
47	Теплопроводность	Теплопроводность	Вт/(м* °С)	l
48	Теплота	Энергия	Дж	Q
49	Теплота сгорания массовая	Теплота сгорания массовая	Дж/кг	Qp
50	Термическое сопротивление	Термическое сопротивление	м <sup>2</sup> *° С/Вт	R
51	Ток	Сила тока	А	I
52	Характеристика гидравлическая	Характеристика гидравлическая	с/(кг <sup>5</sup> *м)	S
53	Частота	Частота	Гц	v
54	Эквивалентная шероховатость	Длина	м	Кек
55	Энтальпия мссовая	Энтальпия мссовая	Дж/кг	H



**Группы шаблонов в программе МОДЭН**

<b>Но- мер пп</b>	<b>Обозна- чение шаблона</b>	<b>Название шаблона</b>	<b>Примечание</b>
1	<b>Demo</b>	Законченные проекты под- готовленные для демонст- рации	
2	<b>TA</b>	Автоматика	
3	<b>TFit</b>	Арматура	
4	<b>Tank</b>	Баки	
5	<b>TVent</b>	Вентиляция	
6	<b>TFan</b>	Вентиляторы	
7	<b>TAir</b>	Воздух	
8	<b>TAirDuct</b>	Воздуховоды	
9	<b>TD</b>	Воздухораспределители	
10	<b>TGas</b>	Газоснабжение	
11	<b>THW</b>	Горячее водоснабжение	
12	<b>TZon</b>	Зоны	
13	<b>TValv</b>	Клапана	
14	<b>TB</b>	Котлы	
15	<b>TPeopl</b>	Люди	
16	<b>TMain</b>	Магистралы	
17	<b>TEnc1</b>	Ограждающие конструкции	
18	<b>TEnv</b>	Окружающая среда	
19	<b>TLight</b>	Освещение	
20	<b>THeat</b>	Отопление	
21	<b>TPr</b>	Процессы	
22	<b>TBuild</b>	Сооружения	
23	<b>THP</b>	Тепловые насосы	
24	<b>THExch</b>	Теплообменники	
25	<b>TCHP</b>	Теплопункты	
26	<b>TTech</b>	Технология	
27	<b>TDuct</b>	Трубопроводы	
28	<b>TCool</b>	Холодоснабжение	

<b>Но- мер пп</b>	<b>Обозна- чение шаблона</b>	<b>Название шаблона</b>	<b>Примечание</b>
29	<b>TElect</b>	Электрика	
30	<b>TFit</b>	Элементы систем	
31	<b>TEconom</b>	Экономика	