

Моделирование гидравлических сетей

Волов Г.Я., к.т.н.,
ОДО «Энерговент»

В статье рассматривается моделирование схем гидравлических и аэродинамических систем с помощью программы МОДЭН (версия 3.0). В статье приведены как основные теоретические положения, так и примеры непосредственного моделирования.

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

$$\Delta P_f = (P_{s1} - P_{s2}) + (P_{d1} - P_{d2}) + (P_{z1} - P_{z2}), \quad (1)$$

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

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

где

ρ – плотность жидкости, кг/м³,

V – скорость жидкости, м/с.

Геометрическое (или гравитационное) давление определяем по формуле

$$P_z = g \cdot \rho \cdot H_z, \quad (3)$$

где

g = 9,81 м/с²,

ρ – плотность жидкости, кг/м³,

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 (1). Потери давления распределяются на потери в местных сопротивлениях и на потери по длине. Потери в местных сопротивлениях удобно рассчитывать с помощью коэффициента местных сопротивлений - ξ . Потери по длине рассчитываются через коэффициент гидравлического трения λ . Для определения λ используется известная формула Альтшуля (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)

$$dP=(\lambda*L/D+\Sigma\xi)*\rho*V^2/2 \quad (4)$$

или

$$dP= S*G^2, \quad (5)$$

тогда характеристика гидравлических сопротивлений

$$S=(\lambda*L/D+\Sigma\xi)*\rho*V^2/2/ G^2, \quad (6)$$

а, т.к.

$$V=G/(\pi*\rho*Dy^2/4), \quad (7)$$

То

$$S=(\lambda*L/D+\Sigma\xi)*\rho/(\pi*\rho*Dy^2/2), \quad (8)$$

Коэффициент гидравлического трения (формула Альтшуля) [1]

$$\lambda=0.11*(Kek/D+68/Re)^{0.25}, \quad (9)$$

Активные и пассивные каналы

Основными элементами программы МОДЭН являются объекты. При соединении двух объектов один из них называем текущим, а второй смежным. Соответственно первый будет иметь текущие порты и каналы, а второй – смежные порты и каналы (см. рис.1).

При соединении двух портов соединенные каналы подразделяются на пассивный и активный. Пассивный канал принимает значение от активного, в то время как значение активного формируется в объекте, которому принадлежит данный канал. Например, если канал «Температура», и его значение формируется (задается формулой) в текущем порту (активный канал), то это же значение температуры будет передано каналу «Температура» смежного порта (пассивному каналу).

Два соединенных канала не могут быть одновременно (в каждом из смежных объектов) активными (программа об этом сигнализирует, выделяя их красным цветом в окне «Формулы») или пассивными – значения каналов в обоих случаях не будут рассчитаны.

Основное правило 1. В двух соединенных портах соединенные каналы должны иметь разную активность.



Рис.1 Соединение двух элементов

Остановимся на двух типах каналов (давление и расход), которые являются основными в гидравлических системах. Эти каналы (параметры) между собой тесно связаны (см. уравнение (5)). Если взять любой гидравлический объект, например, трубопровод, то выясняется, что если в порту 1 трубопровода активным является канал «Давление» и пассивным канал «Расход», то в порту 2 должно быть все наоборот, пассивным является канал «Давление», а активным канал «Расход».

Основное правило 2. В любом элементе гидравлической системы, имеющей 2 порта, в одном порту активным является канал «Давление», а в другом – канал «Расход».

Этому «Основному правилу» надо всегда следовать при построении гидравлических схем. Существуют элементы, которые, так сказать, формируют расход (см. раздел «Почему начинает двигаться жидкость?»). Для закрытых гидравлических систем основное правило в формирующих расход элементах не нарушается. В этих же элементах открытой системы нарушается основное правило. Обычно в них два порта расхода являются активными.

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) - $dPfi$, то возможно начнется движение жидкости по закону (см. уравнение (5))

$$G=(dPfi/Si)^{1/2} \quad (10)$$

где $dPfi$ -разность давлений на i -ом элементе, Па,
 Si - характеристика сопротивления i -го элемента.

В системе обязательно должен быть такой элемент, который формирует расход по формуле (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 Si мала, то малы на нем и потери давления $dPfi$, т.е. колебания давления при счете приведут при малых характеристиках сопротивления к значительным скачкам расхода

$$G+\Delta G=((dP_i+\Delta P_i)/S_i)^{1/2} \quad (11)$$

отсюда с учетом (10) скачок расхода будет равен

$$\Delta G=((dP_i+\Delta P_i)/S_i)^{1/2}-(dP_i/S_i)^{1/2}=G*((1+\Delta P_i/dP_i)^{1/2}-1) \quad (12)$$

$$\Delta G/G=((1+dP_i/\Delta P_i)^{1/2}-1) \quad (13)$$

Допустим, что потери на элемента 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 3. 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 2 приведены схемы таких тройников и описания каждого порта тройника.

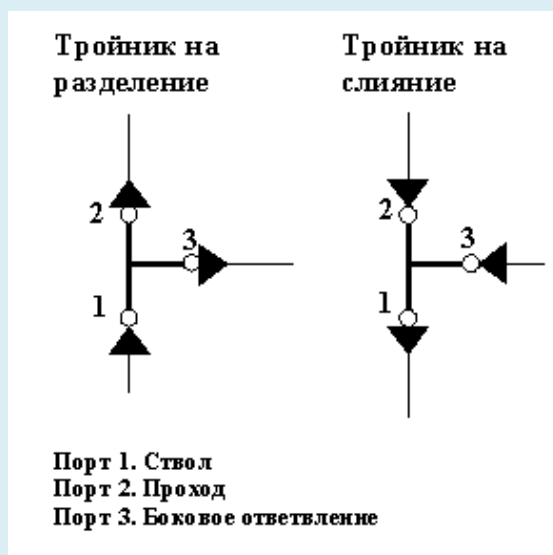


Рис. 2. Схемы тройников

В гидравлике при описании тройников рассматривают гидравлические потери на проход (через порт 2) и на боковое ответвление (порт 3): коэффициенты местных потерь на проход – ζ_p и боковое ответвление ζ_b . Отличительной способностью программы МОДЭН является то, что в ней наиболее предпочтительно использовать не таблицы для расчета коэффициентов местных потерь, а формулы. Нами были использованы, как известные формулы из справочника [2], так из других открытых источников (например, [4]).

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 [3]. В примере 3 приведено моделирование такой сети в программе МОДЭН. При построении кольцевых сетей надо выполнять следующие правила:

Правило 4. В закрытых, в том числе и кольцевых закрытых, сетях необходимо организовать, так называемую, нулевую точку, т.е. точку с постоянного статического давления.

Правило 5. В каждом контуре кольцевой необходимо иметь элемент, формирующий расход в контуре.

Правило 6. 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 система 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. 1.

$$T_2 = (T_1 * G_1 + T_3 * G_3) / (G_2). \quad (9)$$

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 (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

$$Pz_2 - Pz_1 = g * H_z * (\rho_2 - \rho_1), \quad (10)$$

где

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

H_z -геометрическая отметка относительно условной нулевой плоскости,

ρ_1 (ρ_2)-плотность жидкости на входе (выходе).

Отступим от классического описания систем с естественной циркуляцией [5], 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 10)

$$\Delta P_{zот} = P_{z2} - P_{z1} = g * Z_{от} * (\rho_2 - \rho_1).$$

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

На выходе из котла напор вырастет на величину (см. уравнение 10)

$$\Delta P_{zкот} = P_{z2} - P_{z1} = g * Z_{кот} * (\rho_2 - \rho_1).$$

Разность плотностей ($\rho_2 - \rho_1$)- величина отрицательная, т.к. вода в котле нагревается и плотность на выходе меньше, чем на входе. Если $Z_{кот}$ больше нуля, когда котел расположен выше нулевой линии, тогда $\Delta P_{zкот} < 0$, а это значит, что «насосик» котла стремится направить воду против основного движения теплоносителя. Если же $Z_{кот}$ меньше нуля, когда котел расположен ниже нулевой линии, тогда $\Delta P_{zкот} > 0$, 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.

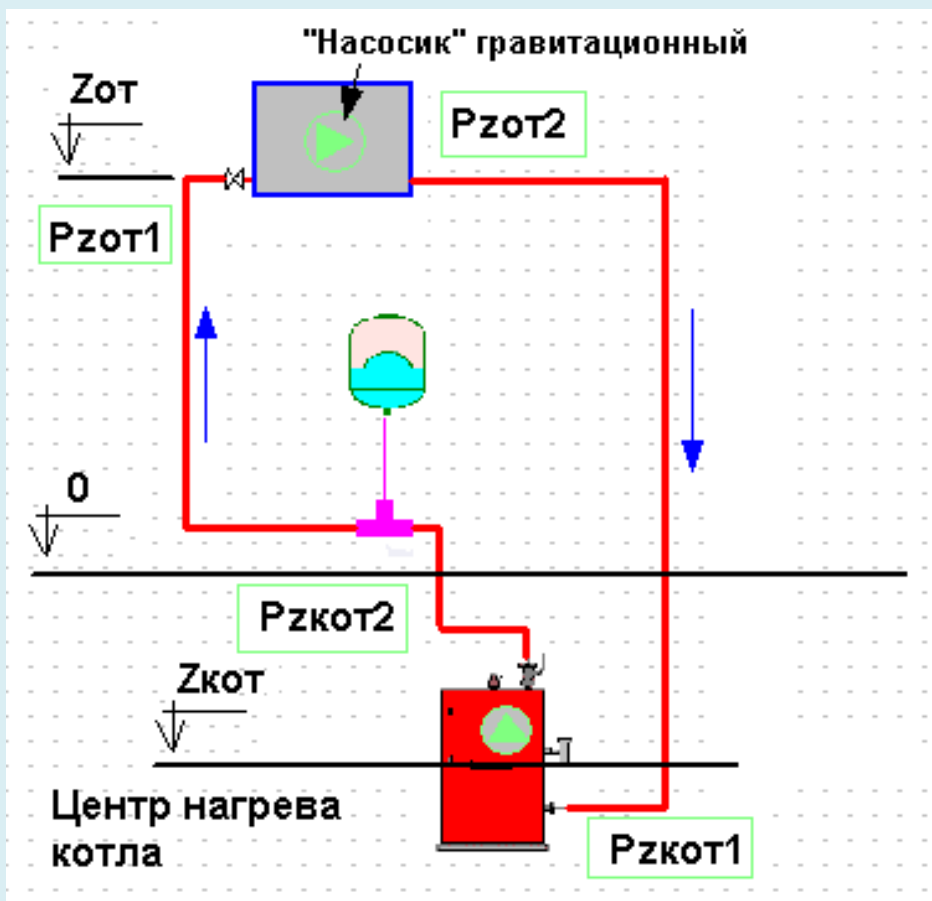


Рис. 3. Схема естественной циркуляции в системе отопления

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

Примеры.

Пример 1. В открытый (атмосферный) бак (см. рис.4) поступает вода (через порт 1), а через порт 2 она выходит из бака к «Крану». В случае, если уровень воды станет равный максимально возможному значению H_{max} , начинает работать перелив (порт 3). Работу крана можно регулировать. Исходные данные: Размеры бака $5\text{ м} \times 3\text{ м} \times 4\text{ м}$ (высота), $H_{max}=3,6\text{ м}$, $G_1=10\text{ кг/с}$, температура воды поступающей в бак равна 50°C , кран имеет диаметр D_{y40} . Длина «Трубы 1» - $0,6\text{ м}$, «Трубы 2» - 10 м . Выходное отверстие расположено на высоте $0,6\text{ м}$ от дна бака. Высотами отводов можно пренебречь (они вошли в длину трубы). Требуется подобрать диаметры труб так, чтобы скорость воды в трубах была не выше 1 м/с , определить: с каким расходом будет выходить вода из крана при установившемся процессе.

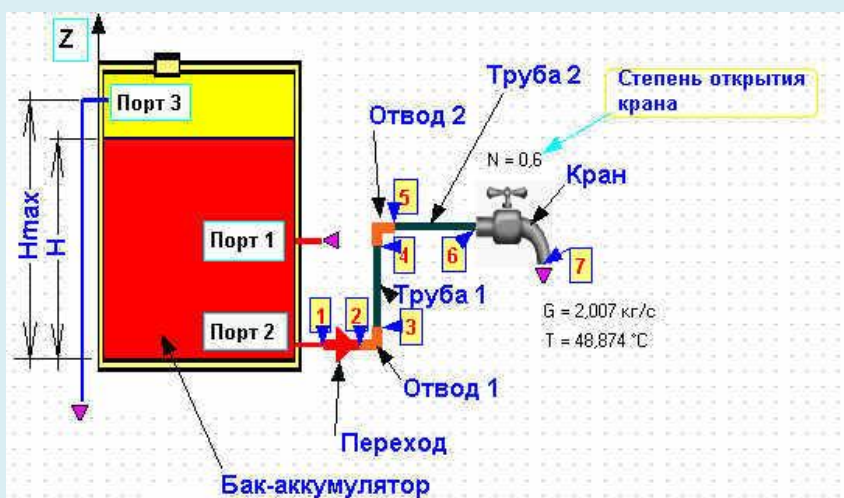


Рис. 4. Расчетная схема к примеру 1.

При создании схемы были использованы следующие элементы: «Бак-аккумулятор» с «Переходом», «Отвод», «Трубопровод» и «Кран». Перед стартом примем, что текущий уровень воды в баке равен 0, и лишь по мере заполнения бака он растет. На выходе из крана примем, что статическое давление равно нулю. Все элементы по направлению движения воды можно отнести к типу P-G, т.е. в порту входа активным является канал давления (P), а на выходе из элемента активным является канал расхода.

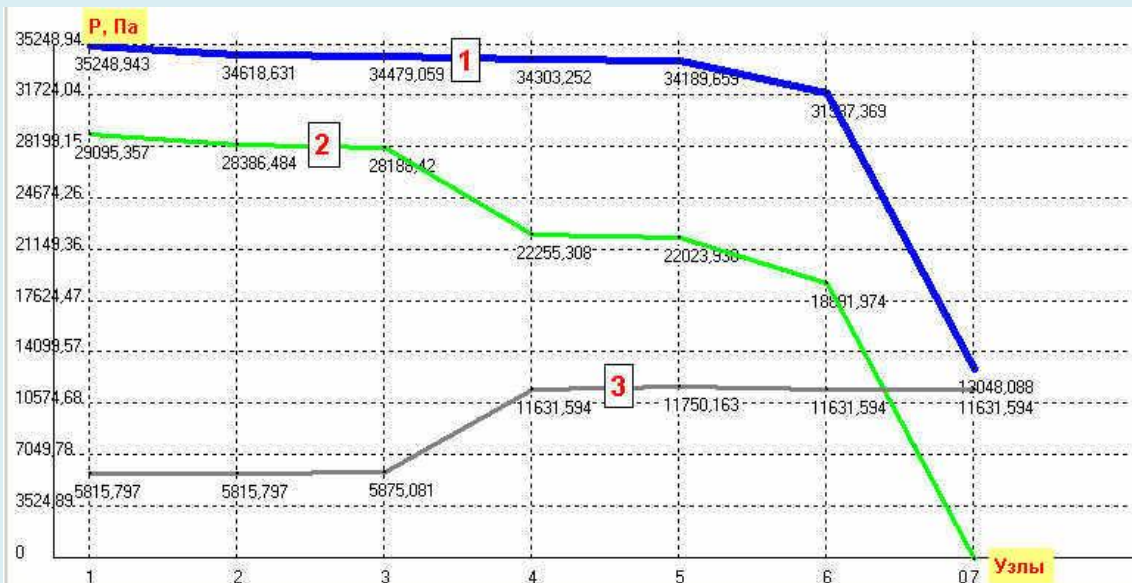


Рис. 5. График давлений в гидравлической сети к примеру 1. Номера узлов соответствуют номерам на рис. 3. 1 - Полное давление, 2- статическое давление, 3- геометрическое давление.

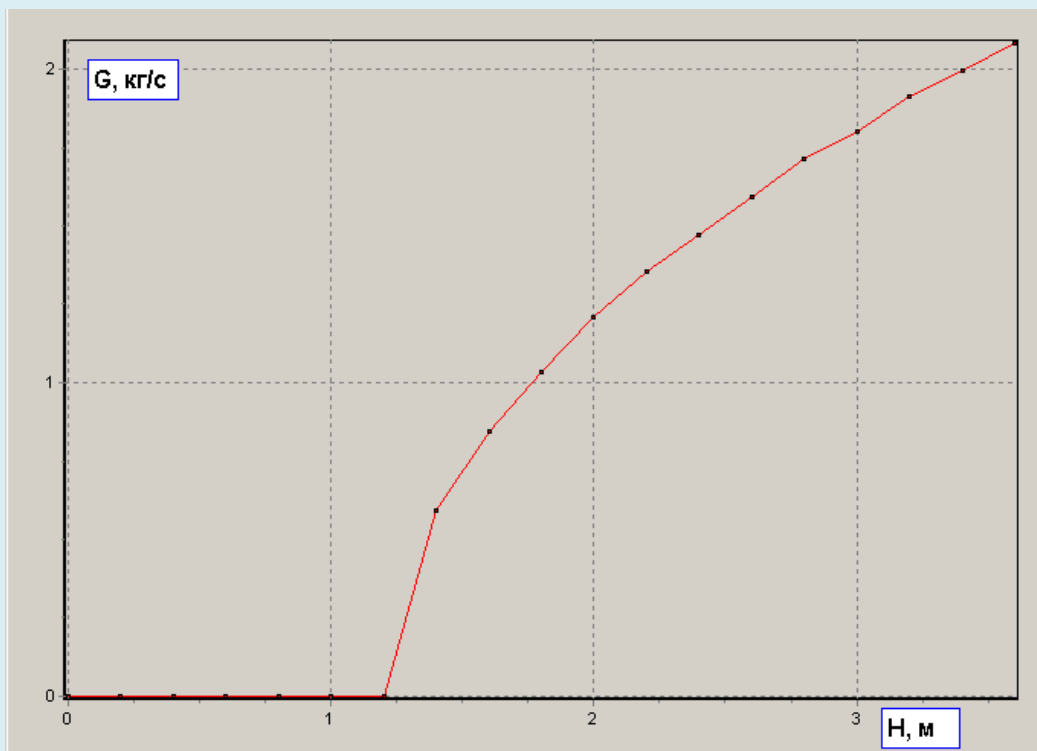


Рис. 6. График расхода при полностью открытом кране в зависимости от текущего уровня в баке при отметке (отметка крана 1,2 м от дна бака).

Пример 2. Рассчитать систему системы приточной вентиляции изображенную на рисунке 7.

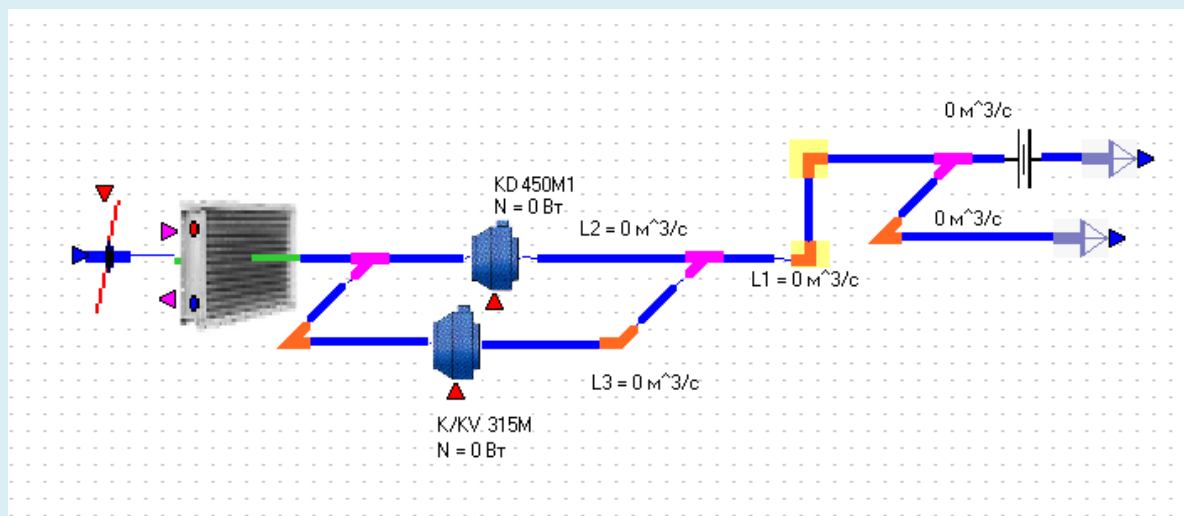


Рис. 7. Схема к примеру 2.

1. После построения системы необходимо установить активность портов (в программе МОДЭН для стандартных элементов есть готовые конфигурации одного и того же элемента с разной активностью портов).
2. Выберем элементы, формирующие расход – это воздухораспределители (см. Основное правило 3). Почему воздухораспределитель формирует расход? Дело в том, что расход может быть просто задан для воздухораспределителя – конструктивный расчет (по расчету для конкретного помещения), в этом случае, именно на конечных элементах удобней устанавливать регулирующие устройства. Теперь ответим на вопрос, как воздухораспределитель формирует (создает) расход? Если давление в порту 1 выше, чем в порту 2, то формуле (10) возникает расход G равный

$$G = ((P1 - P2) / S)^{1/2}.$$

Статическое давление в порту 2 обычно известно (это давление в помещении), а давление $P1$ (в порту 1) приходит от вентилятора. Поэтому порт 2 активный по расходу и по давлению.

3. Для порта 1 расход равен расходу в порту 1, т.е. верна запись

$$G1 = G2.$$

4. Выбор активности воздухораспределителя определяет активность портов всех остальных элементов системы (см. Основное правило 1).
5. Ввести в таблицу исходных данных (см. рис.10) все необходимые данные о параметрах элементов (длины воздуховодов, а для прямоугольных еще и их высоту количество и угол ломелей заслонок наружного воздуха и т.д.).
6. Выбрать тип вентиляторов, заслонок и воздухораспределителей (см. рис.11)
7. Вентиляторами можно управлять (в программе это называется – менять статус вентилятора). Статус равный 1, вентилятор включен с максимальным числом оборотов, статус 0 означает, что вентилятор выключен. Значения статуса от 0 до единицы позволяют моделировать число оборотов вращения вентилятора от 0 до максимального значения.

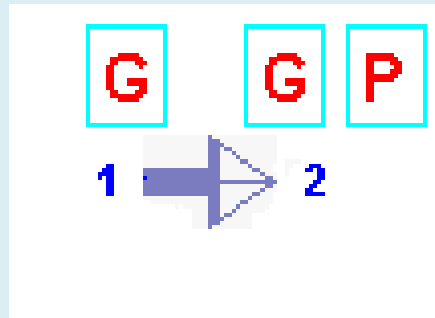


Рис. 8 Воздухораспределитель в примере 2.. В порт 1 воздух поступает из воздуховода, а через порт 2 воздух поступает в помещение.

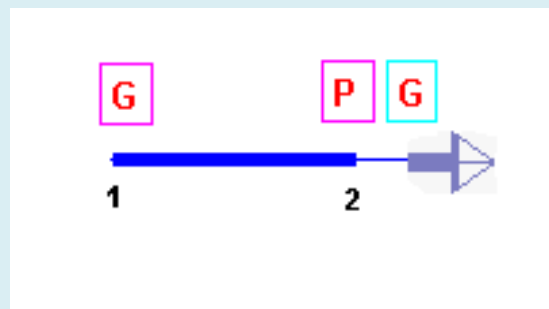


Рис. 9. Воздуховод к примеру 2. Активность воздуховода связанного с воздухораспределителем.

Код	Объект	Порт	Канал	Знач./Формула	Коммент.	Начал	Мини	Макс
01 / Клапан возду	Заслонка воздушная на воздухозаборе	Характеристика	Количество	1	N	0		
01 / Клапан возду	Заслонка воздушная на воздухозаборе	Характеристика	Угол положения ст	45	A	0	0	89,99
02 / Калориферы F	Калорифер	Характеристика	Нормируемая темп	37,5	Tsp	0		
03 / Воздуховоды	Воздуховод_1	Характеристика	Высота	0		0		
03 / Воздуховоды	Воздуховод_1	Характеристика	Длина	5	L	0	0	100
05 / Воздуховоды	Воздуховод_2	Характеристика	Высота	0		0		
05 / Воздуховоды	Воздуховод_2	Характеристика	Длина	5	L	0	0	100
07 / Воздуховоды	Воздуховод_3	Характеристика	Высота	0		0		
07 / Воздуховоды	Воздуховод_3	Характеристика	Длина	5	L	0	0	100
09 / Воздуховоды	Воздуховод_4	Характеристика	Высота	0		0		
09 / Воздуховоды	Воздуховод_4	Характеристика	Длина	5	L	0	0	100
11 / Воздуховоды	Воздуховод_5	Характеристика	Высота	0		0		
11 / Воздуховоды	Воздуховод_5	Характеристика	Длина	5	L	0	0	100
13 / Воздуховоды	Воздуховод_6	Характеристика	Высота	0		0		
13 / Воздуховоды	Воздуховод_6	Характеристика	Длина	10	L	0	0	100
15 / Воздуховоды	Воздуховод_7	Характеристика	Высота	0		0		
15 / Воздуховоды	Воздуховод_7	Характеристика	Длина	10	L	0	0	100
17 / Воздуховоды	Воздуховод_8	Характеристика	Высота	0		0		
17 / Воздуховоды	Воздуховод_8	Характеристика	Длина	10	L	0	0	100
18 / Воздухораспре	Воздухораспределитель_1	Характеристика	Количество	2	N	0		
18 / Воздухораспре	Воздухораспределитель_1	Характеристика	x-расстояние от воз	4,24892490364091	x	0		
18 / Воздухораспре	Воздухораспределитель_1	Характеристика	Z-коэффициент мес	2	Z	0		
18 / Воздухораспре	Воздухораспределитель_1	Характеристика	Vmax-максимальна	0,5	Vmax	0		
19 / Воздуховоды	Воздуховод_9	Характеристика	Высота	0		0		
19 / Воздуховоды	Воздуховод_9	Характеристика	Длина	10	L	0	0	100
21 / Воздуховоды	Воздуховод_10	Характеристика	Высота	0		0		
21 / Воздуховоды	Воздуховод_10	Характеристика	Длина	10	L	0	0	100
22 / Воздухораспре	Воздухораспределитель_2	Характеристика	Количество	2	N	0		
22 / Воздухораспре	Воздухораспределитель_2	Характеристика	x-расстояние от воз	4,24892490364091	x	0		
22 / Воздухораспре	Воздухораспределитель_2	Характеристика	Z-коэффициент мес	1	Z	0		
22 / Воздухораспре	Воздухораспределитель_2	Характеристика	Vmax-максимальна	0,5	Vmax	0		

Рис. 10. Ввести все необходимые исходные данные в таблицу.

The diagram shows a duct system with the following components and parameters:

- Fan: KCK3-6-01, $T_{w1} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Coil: KD 450M1, $N = 920\text{ Вт}$
- Duct: KD 500M1, $N = 1400\text{ Вт}$
- Temperatures: $T_{a1} = -4,79\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{a2} = 32,16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{w2} = 35,098\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Flow rates: $L1 = 0,267\text{ м}^3/\text{с}$, $L2 = 0,111\text{ м}^3/\text{с}$, $L3 = 0,156\text{ м}^3/\text{с}$, $0,03\text{ м}^3/\text{с}$, $0,237\text{ м}^3/\text{с}$

The dialog box "Выбор из базы материалов и оборудования" (Selection from the material and equipment database) is open, showing a list of duct models. The selected model is KD 500M1.

N ^o	Тип (Без)	Марка	OC	Изготовит	Испол	Марка	Мощнос	n-числ	Lmin (м)
9	К/КV	250M		Kanalfakt			110	2585	
10	К/КV	250L		Kanalfakt			180	2645	
11	К/КV	315M		Kanalfakt			220	2535	
12	К/КV	315L		Kanalfakt			320	2360	
13	KD	315xL1		Kanalfakt			280	1375	
14	KD	355M1		Kanalfakt			280	1375	
15	KD	355xL1		Kanalfakt			450	1310	
16	KD	355xL3		Kanalfakt			450	1395	
17	KD	400M1		Kanalfakt			460	1310	
18	KD	400M3		Kanalfakt			480	1390	
19	KD	400xL1		Kanalfakt			890	1270	
20	KD	450M1		Kanalfakt			920	1305	
21	KD	450xL1		Kanalfakt			1400	1290	
22	KD	500M1		Kanalfakt			1400	1290	

Рис. 11. Выбрать марки и типоразмеры оборудования

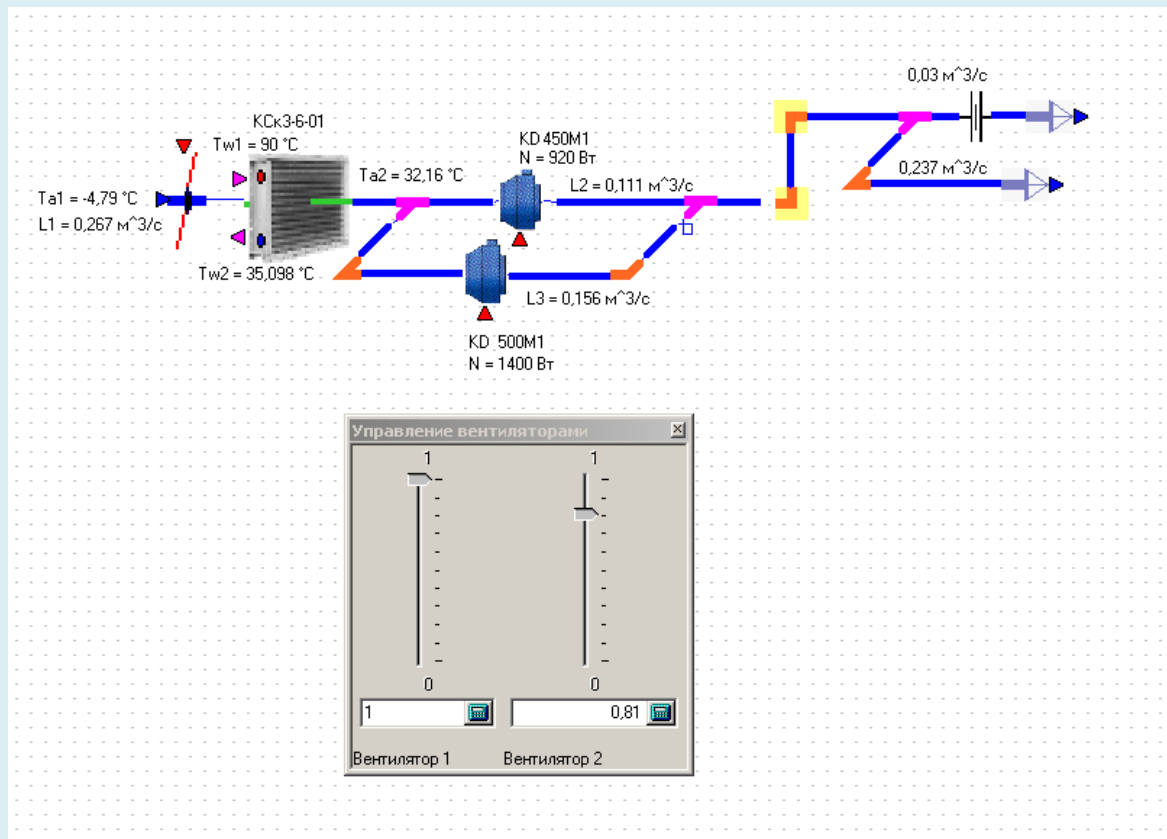


Рис. 12. К примеру 2. Модель позволяет управлять производительностью вентиляторов

Пример 3. Этот пример взят из работы [3]. Существует некая сеть, изображенная на рис. 13. В сети существую насосы с известными напорами и связывающие их трубопроводы с известными сопротивлениями. В дополнение к условиям задачи в схему введены дополнительные тумблеры для отключения (включения) насосов.

Сложность моделирования такой сети в том, что мы заранее не знаем направления потоков. Их следует выбрать. На рис.11 показано направление обхода. Результаты счета (расходы по трубопроводам) приведены на том же рисунке, если расход имеет знак «минус», то это значит, что поток движется в направлении противоположном предварительно выбранному. Если направления обхода сверху и снизу схемы не совпадает, то предпочтение следует отдавать обходу в верхней части схемы. Это связано с историей построения сети – сначала строилась его верхняя часть, а уже потом нижняя.

Следует отметить, что результаты моделирования несколько отличаются от результатов приведенных в работе [3]. Сейчас сложно сказать о причинах такого расхождения.

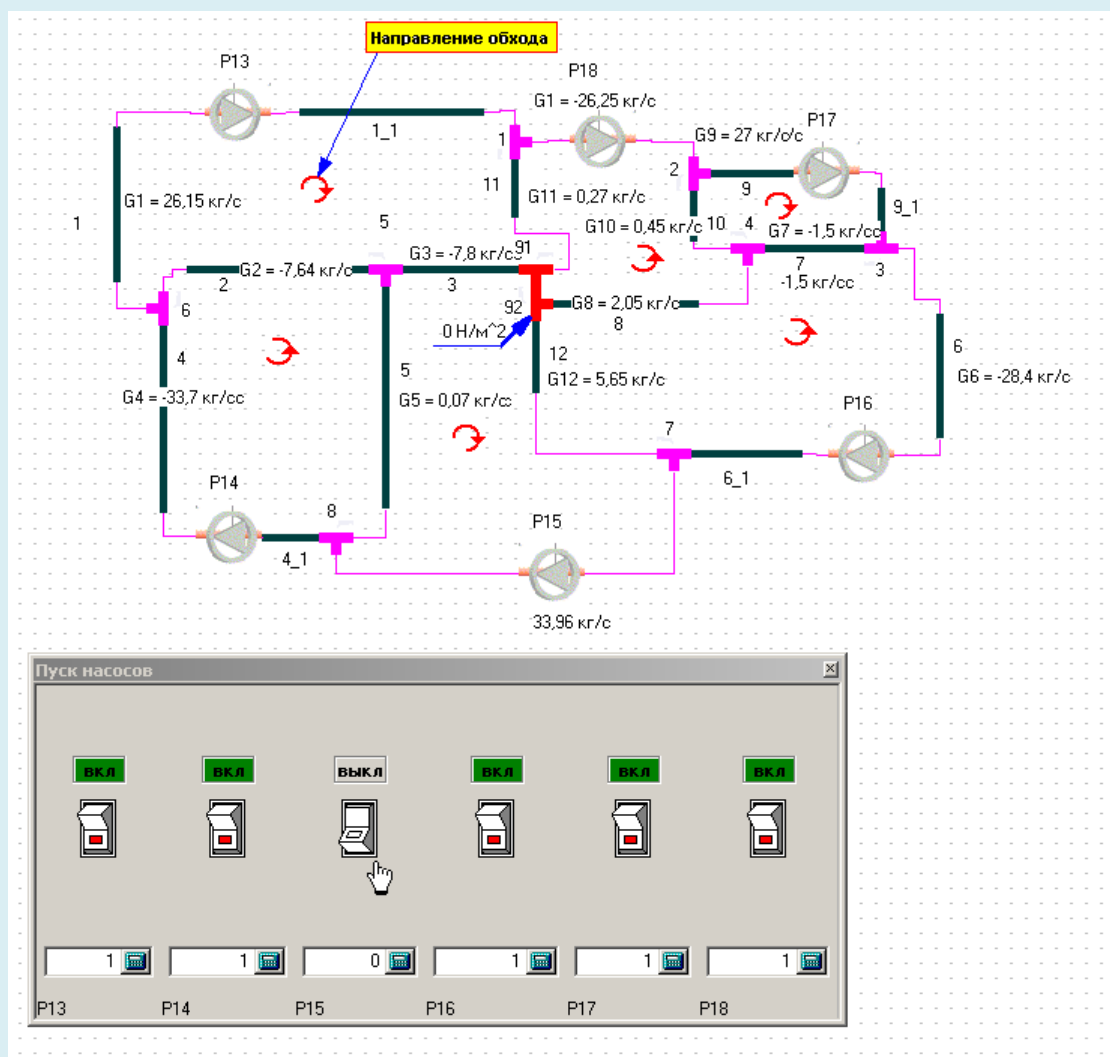


Рис. 13 Схема кольцевой сети с 6-ю насосами к примеру 3.
 Напоры насосов: P13=10⁶ Па, P14=10⁶ Па, P15=2*10⁶ Па, P16=2,5*10⁶ Па, P17=3*10⁶ Па, P18=3,5*10⁶ Па.
 Сопротивления элементов 1...12 – 10⁵ Па*с/кг. Элементы 1, 4, 6 и 9 условно разбиты на два с одинаковым сопротивлением. «Пуп» и нулевая точка системы находятся в тронике №02

Пример 4. Системы с естественной (гравитационной) циркуляцией достаточно редки в настоящее время. Однако их несомненные преимущества (отсутствие зависимости циркуляции от источника электрической энергии) еще долгое время будут делать такие системы достаточно соблазнительными для применения. Программа МОДЭН позволяет моделировать и такие системы. На рис. 14 приведена простейшая система отопления. Наличие расширительного бака в такой систем обязательно. Как видно из рисунка за нулевой уровень условно принят горизонт проходящий через центр котла (центр нагрева котла). Нагрузки на каждый отопительный прибор составляют 1200 Вт.

Нам представляется интересным провести вычислительный эксперимент с целью определения влияния отметки расположения котла на расход воды в контуре такой системы. Не меняя положения нулевого уровня, будем относительно него смещать сам котел. Расстояние от оси нагрева котла до нулевого уровня обозначим **Z_{кот}** (см. рис.3). Если **Z_{кот}<0**, то котел расположен ниже нулевого уровня, а если **Z_{кот}>0**, то выше нулевого уровня. Результаты вычислительного эксперимента приведены на рис. 15. Из графика на рисунке видно, что при некотором значении **Z_{кот}** (в примере это соответствует 1 м) система отопления останавливается (расход становится равным нулю).

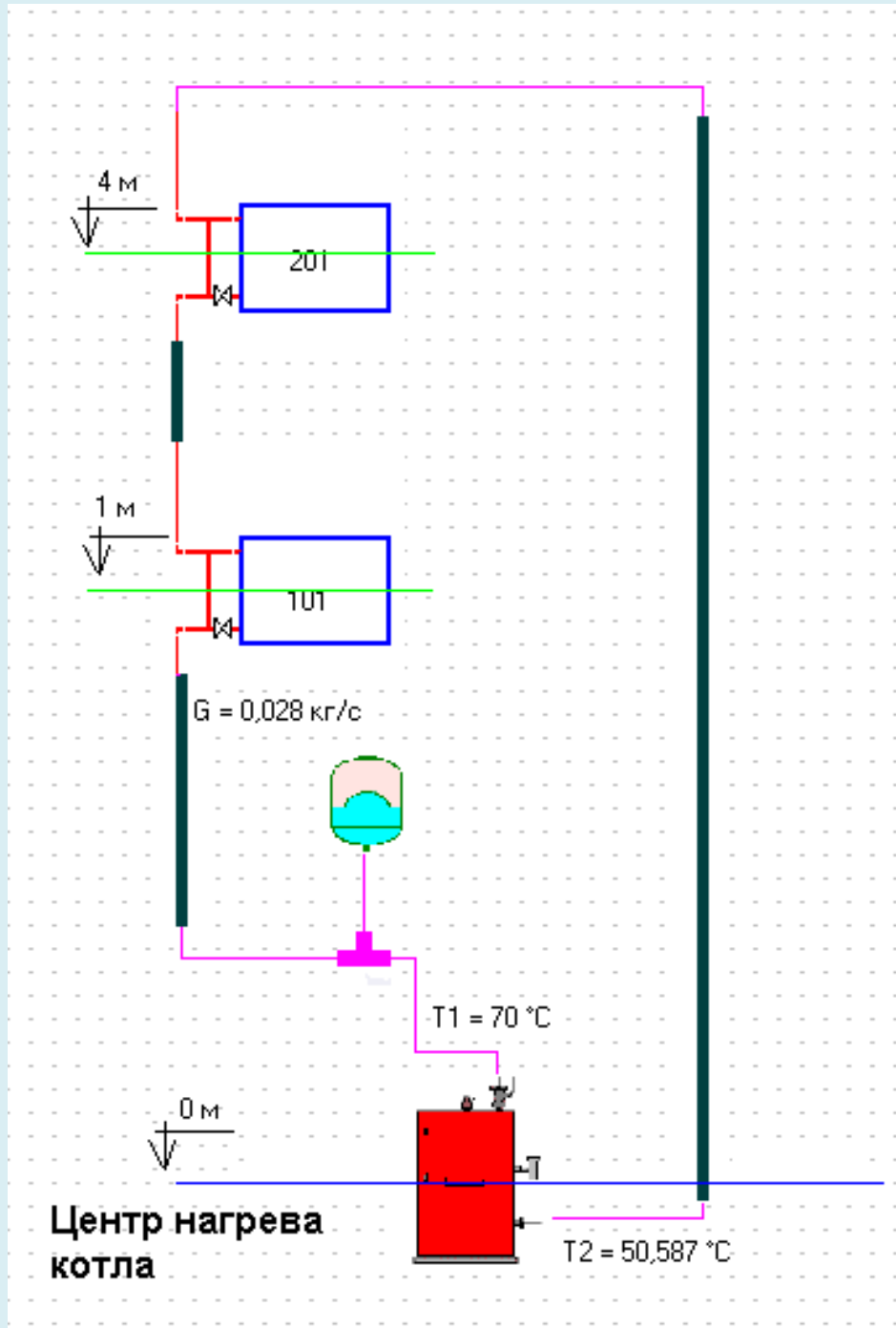


Рис. 14. Схема системы отопления с естественной циркуляцией к примеру 3.

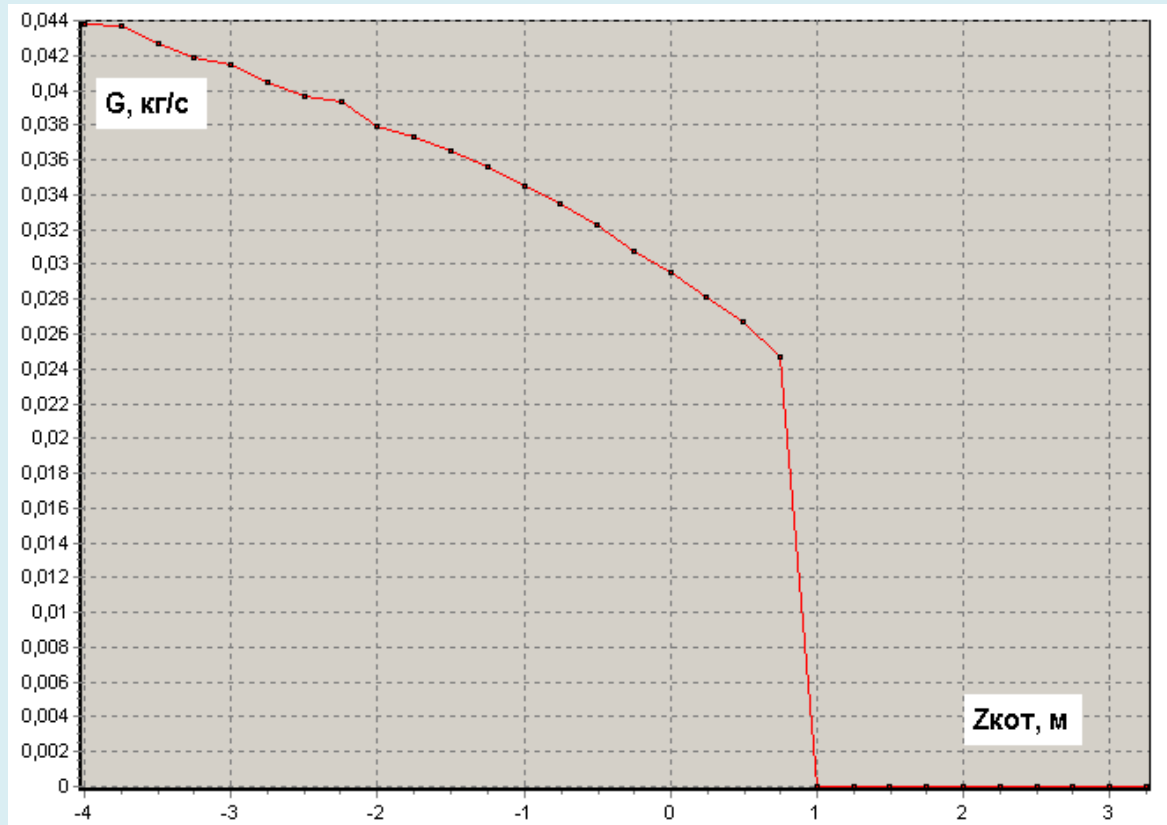
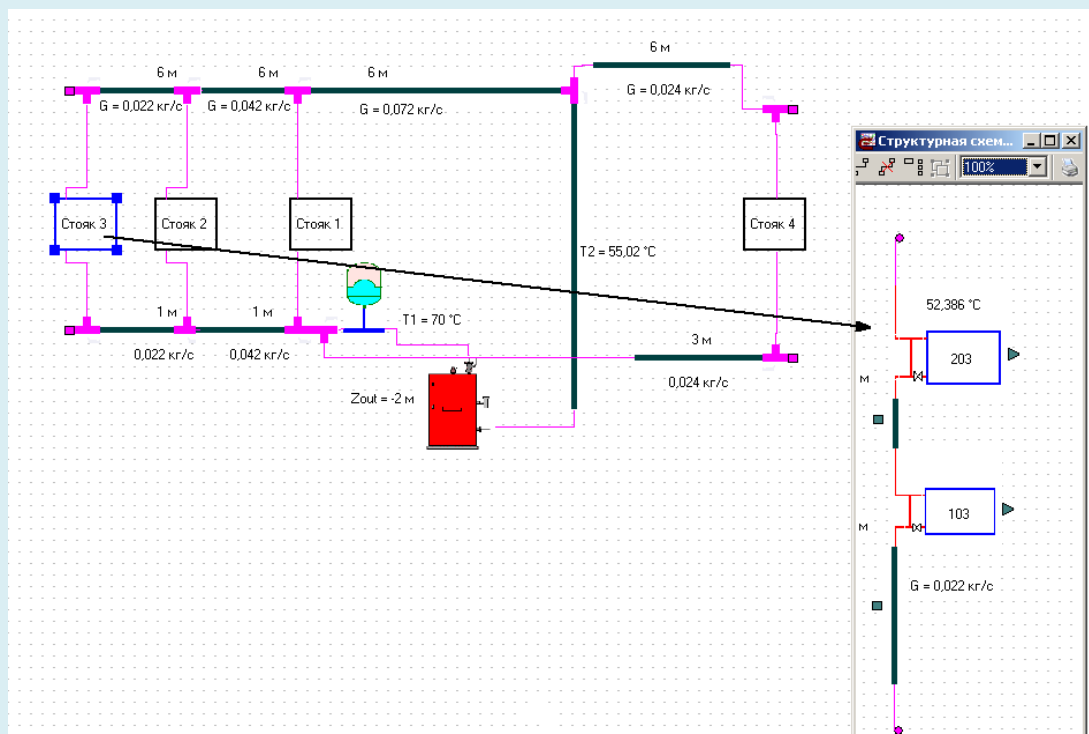


Рис. 15. График зависимости расхода воды в системе отопления с естественной циркуляцией от положения котла относительно нулевой линии горизонта.

Пример 5. Взяв за основу стояк в примере 4 построить систему отопления, состоящую из 4 стояков



Узел отопительного прибора							
	Имя	Номер	Марка	Производи	Коли	Qh-тепловая н	Мощность, Вт
1	201 Прибор отопительный	201	2К-60П-500-25	МЗ0Т	1	1200	1020,398
3	101 Прибор отопительный	101	2К-60П-500-23	МЗ0Т	1	1200	1248,117
6	202 Прибор отопительный	202	2К-60П-500-8	МЗ0Т	1	400	422,105
8	102 Прибор отопительный	102	2К-60П-500-10	МЗ0Т	1	600	609,273
11	202 Прибор отопительный	203	2К-60П-500-10	МЗ0Т	1	400	431,559
13	102 Прибор отопительный	103	2К-60П-500-25	МЗ0Т	2	2400	1201,286
16	202 Прибор отопительный	204	2К-60П-500-9	МЗ0Т	1	400	487,964
18	102 Прибор отопительный	104	2К-60П-500-11	МЗ0Т	1	600	683,978

Литература

1. Боровков В.С., Майрановский Ф.Г. Аэрогидродинамика систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – М., Стройиздат, 1978. –116 с.
2. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидравлические сопротивления. – М., Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
3. Кафаров В.В., Мешалкин В.П. Проектирование и расчет оптимальных систем технологических трубопроводов. – М.: Химия, 1991. – 368 с.
4. ВСН 353-86. Проектирование и применение воздухопроводов из унифицированных деталей: Минмонтажспецстрой СССР. –1987.
5. Киссин М.И. Отопление и вентиляция: Часть1. Отопление.- М.-Стройиздат, 1947. – 354 с.

Условные обозначения

- G**- расход жидкости, кг/с,
P- давление в трубопроводе (тройнике), н/м²,
P_с- давление в центре тройнике, н/м²,
P_{1(2,3)}- давление в порту 1 (2,3) тройника, н/м²,
dP – потери давления на участке трубопровода, н/м²,
δP - разрешенное изменение давления на одном шаге счета, н/м²,
S - суммарная гидравлическая характеристика, (н/м²)/ (кг/с)²,
S_м- гидравлическая характеристика местных сопротивлений, (н/м²)/ (кг/с)²,
S_l- гидравлическая характеристика трубопровода, (н/м²)/ (кг/с)²,
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/с²),
ν- кинематическая вязкость воды, м²/с,
ρ- плотность жидкости, кг/м³,
Re- число Рейнольдса,
Кек- эквивалентная гидравлическая шероховатость, м,
T- температура, °С,
T_{1(2,3)} - температура в порту 1 (2,3) тройника, °С.