

ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ С ЗАМЫКАЮЩИМИ УЧАСТКАМИ, ТЕПЛОВАЯ РЕАБИЛИТАЦИЯ ЗДАНИЯ и ТЕРМОСТАТЫ

Волов Г.Я.

инж, к.т.н,
ОДО «Энерговент»

В рамках программы МОДЭН (версия 3.0) рассматривается задача определения коэффициента затекания в различных узлах однотрубной системы отопления. Показано, что установка термостатов на таком стояке возможна только в случае тепловой реабилитации здания (снижения теплопотерь).

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 [1], либо не описывает всех исходных данных позволяющих с пониманием вести необходимые расчеты [2, 3].

Рассмотрим обычный радиаторный узел с осевым замыкающим участком, приведенным на рис. 1 (рисунок взят из программы МОДЭН, разработанной ОДО «Энерговент»). Схема узла может отличаться от приведенной на рис.1 и, в дальнейшем, мы рассмотрим несколько таких схем. Скажем лишь, что сложилось общепринятое описание таких узлов, которое выражается простой формулой $G_{ст} \cdot D_{ст} \cdot D_{подв}$, 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

$$\alpha = G_{подв} / G_{ст}, \quad (1)$$

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 [1], но никакой позитивной информации после такого расчета получить не удалось, т.к. в системе расположено два тройника (поз. 2 и 3 на рис. 1). А формулы для расчета тройников достаточно сложны и приведены в формульном виде лишь в известном справочнике [4]. 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 [5] есть некоторые формульные обобщения экспериментальных данных, но... Если мы посмотрим еще раз на узел (рис.1), 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 меньшие гидравлическое сопротивление ($\zeta=0,2\dots0,3$).

Отсутствие единых данных и заставило меня выполнить математическое моделирование узла. Не буду в настоящей в 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 изученная, то сопротивление тройника – величина довольно сложная, в справочнике Идельчика И.Е. [4] используется 20 констант для их описания (см. рис. 2). Можно применить и упрощенное описание тройника с использованием усредненных данных [1]. Но, т.к. тройник является в системе основным гидравлическим сопротивлением, то описание узла с усредненными КМС приведет в грубым ошибкам. 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 α , тем больше воды поступает в нагревательный прибор и меньше проходит через замыкающий участок, что видно из уравнения (1).

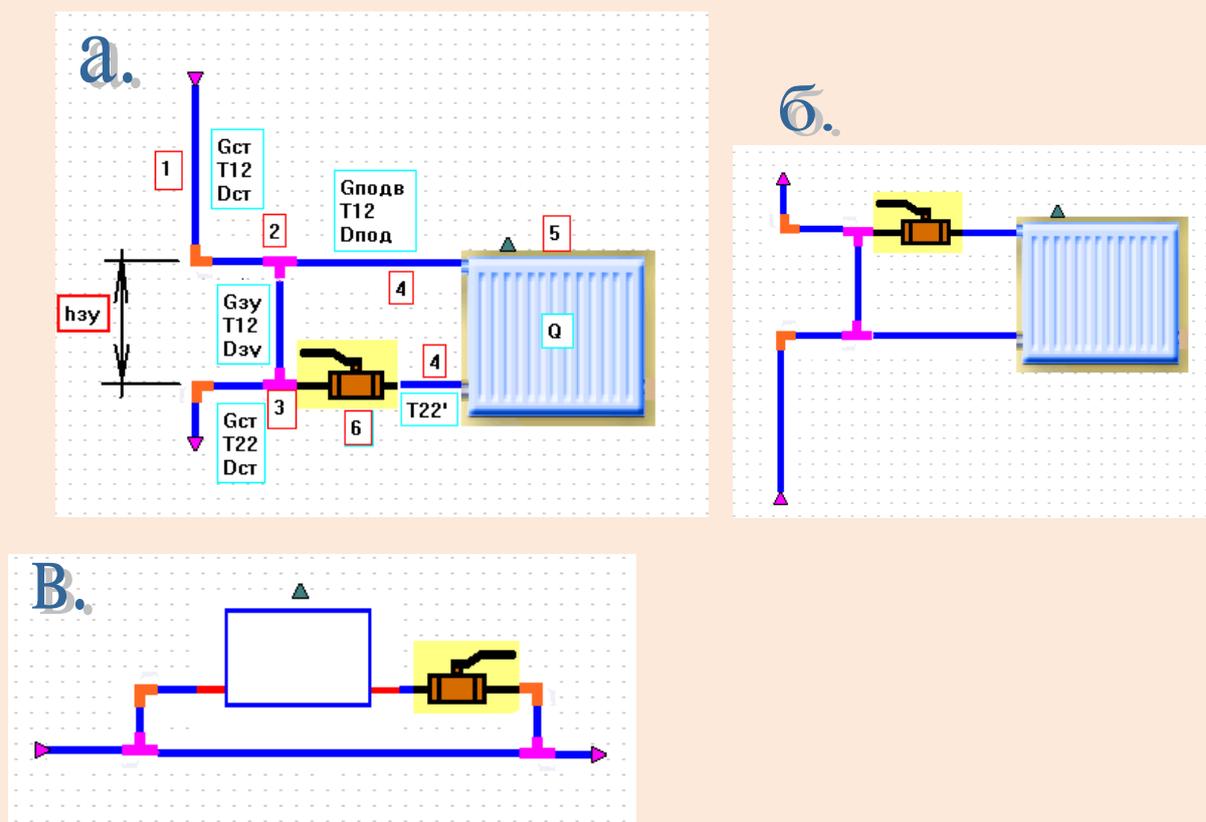


Рис. 1. Схема вертикального однотрубного подключения с о смещенным замыкающим участком и подачей воды: а- «сверху-вниз», б- «снизу-вверх», в- «снизу-вниз». 1-стояк, 2-тройник на разделении, 3-тройник на слияние, 4-подводка, 5-отопительный прибор, 6-регулирующая арматура.

Код	Объект	Порт	Канал	Знач./Формула	Коммент./н
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	N на схеме		
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	Имя		
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	Тип тройник:	Тройник на слияние Fo+Fn=Fc	
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	Коз-ффициен	G2/G1	Aпр
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	Z2-коз-ффици	$1+A15^{-2} \cdot 2 \cdot (A2/A1) \cdot A1^2 \cdot 2 \cdot A2 \cdot A15^2 \cdot \cos(A/\pi/2)$	на слияние I
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	S2	$Z2 \cdot ((\pi \cdot V1^2)/2) / (G2)^2$	Характерист
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	Z3-коз-ффици	$(A4 \cdot (1+B2^2 \cdot 2 \cdot (A2/A1)^2 \cdot B1^2 \cdot A2 \cdot B2^2 \cdot \cos(A \cdot \pi/180)) + A5 \cdot ((1+j)/2) + (A8 \cdot (1+B2^2 \cdot 2 \cdot B2^2 \cdot \cos(A))) + A9 \cdot B2^2)$	КМС нестан
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	S3	$Z3 \cdot ((\pi \cdot V1^2)/2) / (G3)^2$	So
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	Vc- скорость	G1/((\pi \cdot D1^2)/4)	Vc
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	Vn- скорость	G2/((\pi \cdot D2^2)/4)	Vp
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	Vo- скорость	G3/((\pi \cdot D3^2)/4)	Vo
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	D1	D1	
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	D2	D2	
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	D3	D3	
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A-угол боков	$\pi/2$	A
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A1=Fo/Fn	$(D3/D2)^2$	A1
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A2=Fo/Fc	$(D3/D1)^2$	A2
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A3=Lo/Lc	$\min(\max((G3/G1) \cdot A3 - 0,01), A3 + 0,01)$	A3
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A4-коз-ффици	1	A4-нестанда
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A5	$\text{if}(A=\pi/2, 0, 1,33+1,46 \cdot A^2-1,38 \cdot A^2 \cdot 2,0)$	A5-нестанде
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A6	$\text{if}(A=\pi/2, 0, (0,4+(5,1E-4) \cdot 180/\pi)^5 \cdot (A \cdot 180/\pi)^2)^2 \cdot (A/\pi)^2$	A6
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A7	$\text{if}(A2 < 0,35 \cdot 0,8 \cdot G\alpha/Gc, \max(0,5, 0,8 \cdot G\alpha/Gc))$	A7
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A8-коз-ффици	$\text{if}(A2 < 0,35 \cdot \max(1, 1-0,7 \cdot G\alpha/Gc, 0,85), \max(1-0,6 \cdot G\alpha/Gc, 0,6))$	
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A9-коз-ффици	$0+0,133 \cdot A \cdot 180/\pi$	
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A10	$(A3 \cdot A6 + 0,3) / (A6^2 \cdot 0,8 + 2 \cdot A3)$	A10
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A11	$(G3/(G1 \cdot A3))^2 \cdot (0,95 \cdot \exp(-15 \cdot (A3-0,38)^2) - 0,5)$	A11
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A12	$(1-A7)/(1+A7^5)$	A12
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A13	$(0,12 \cdot A15^2 \cdot A7) / (0,02 + A15^2 \cdot A7)$	A13
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A14	$A15^2 \cdot A7^2 \cdot A3^2 \cdot A13$	A14
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A15	Vp/Vc	A15
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A16	$A6^2 \cdot A7^2 \cdot A17^2 \cdot (5 \cdot A3)^2 \cdot A18$	A16
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A17	$(0,8 \cdot A6) / (0,86 \cdot A6 + 0,2)$	A17
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	A18	$(0,8 \cdot A6) / (A6^2 \cdot 1,5 + 0,6)$	A18
01.11 / Фитинги из	Тройник_слияние	Характеристика	R1=Vn/Vc	$\min(\max((Vn/M-c) \cdot R1 - 0,01), R1 + 0,01)$	R1

Рис.2 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 подводов 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 ($D_{ст} \cdot D_{зу} \cdot D_{подв}$) и между вертикальными и горизонтальными узлами (см. табл. 1). КМС узлов зависит также от расхода теплоносителя, что можно увидеть на рис. 3.

Таблица 1.

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

NN пп	Схема узла	Dст	Dзу	Dподв	$\alpha_{ср}$	$\zeta_{ср}$
1	Сверху-вниз Снизу-вверх	15	15	15	0,48	9,2

NN пп	Схема узла	Dст	Dзу	Dподв	$\alpha_{ср}$	$\zeta_{ср}$
	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
	Снизу-вниз				0,26	6,8
7	Сверху-вниз Снизу-вверх	25	15	20	0,65	9,1
	Снизу-вниз					
8	Сверху-вниз Снизу-вверх	25	20	20	0,48	7,3
	Снизу-вниз				0,26	6,8
9	Сверху-вниз Снизу-вверх	25	25	20	0,33	6,8
	Снизу-вниз				0,28	6,9
10	Сверху-вниз Снизу-вверх	25	25	25	0,41	6,5
	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 проварьировем значение КМС от 0 до 100. Результаты эксперимента приведены на рис. 4. 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.

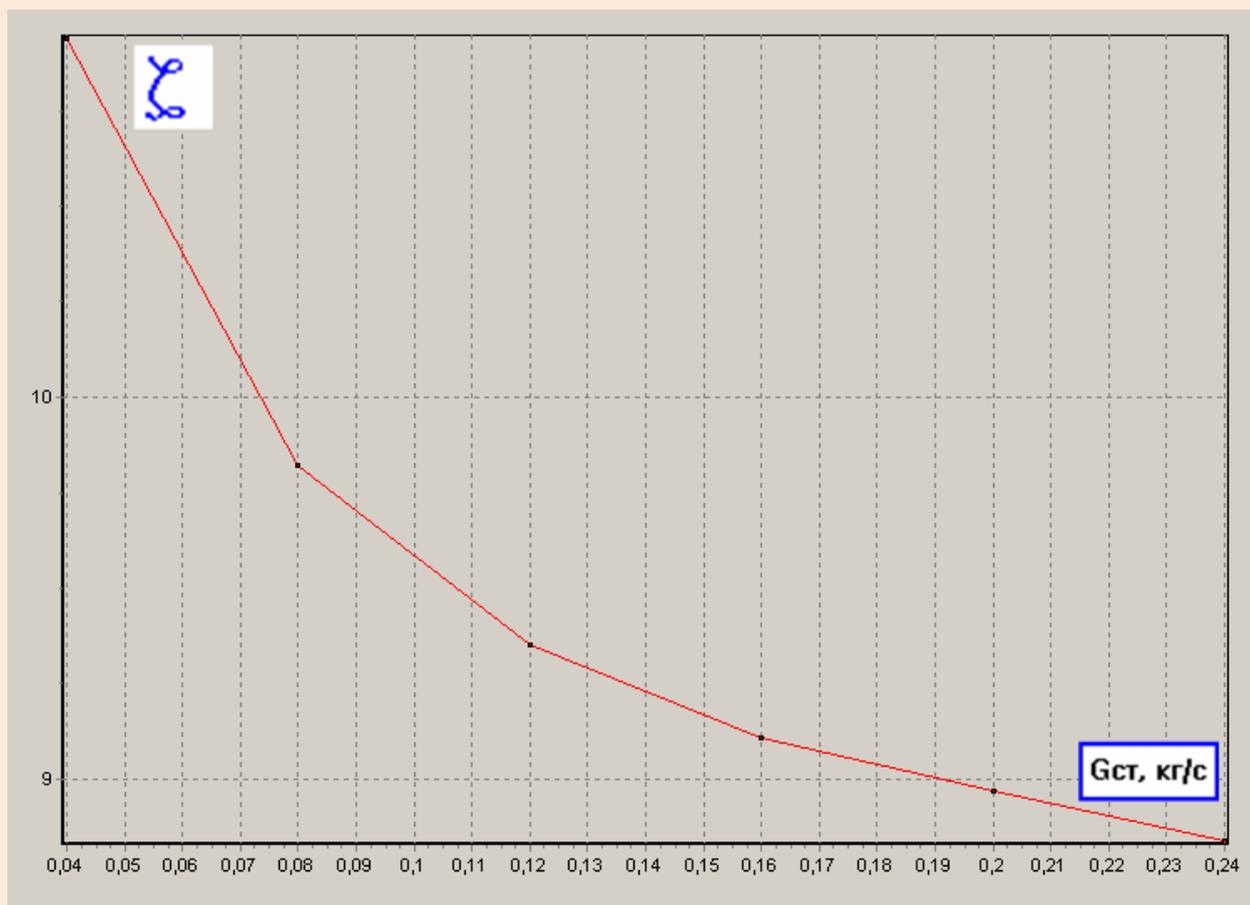


Рис.3. График значения ζ для узла 20*15*15 при схеме течения воды «снизу-вверх» на холодной модели.

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. 5 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 α 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 отопительном 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 α и приходит к некоторой константе.

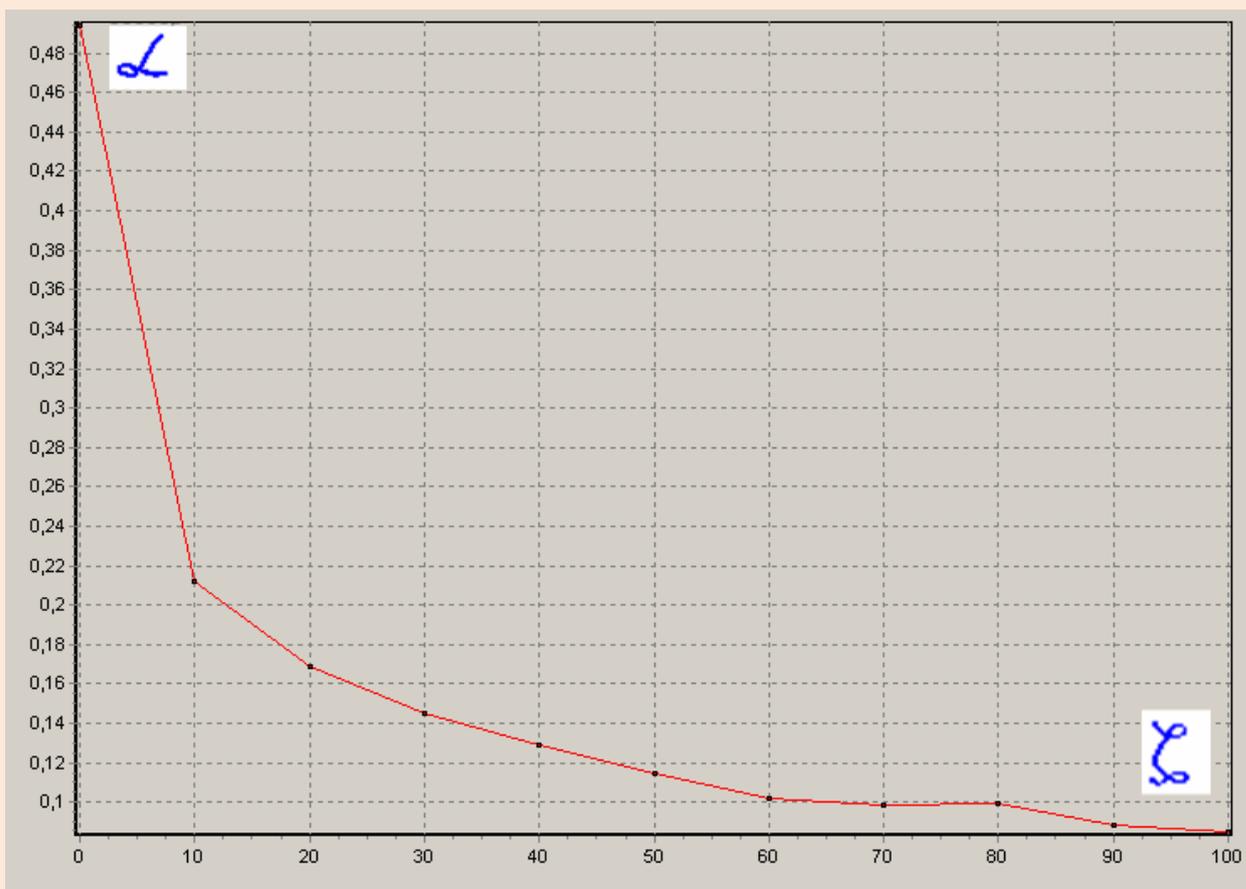


Рис.4 График значения α для узла 20*20*20 при схеме течения воды «сверху-вниз».

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 α 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 отопительном 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 α 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 α 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 достаточно большое количество времени, когда по ним начнется нормальная циркуляция. На тот же рисунок 6 мы нанесли значения α , полученные при еще нескольких значениях установленной мощности отопительных приборов.

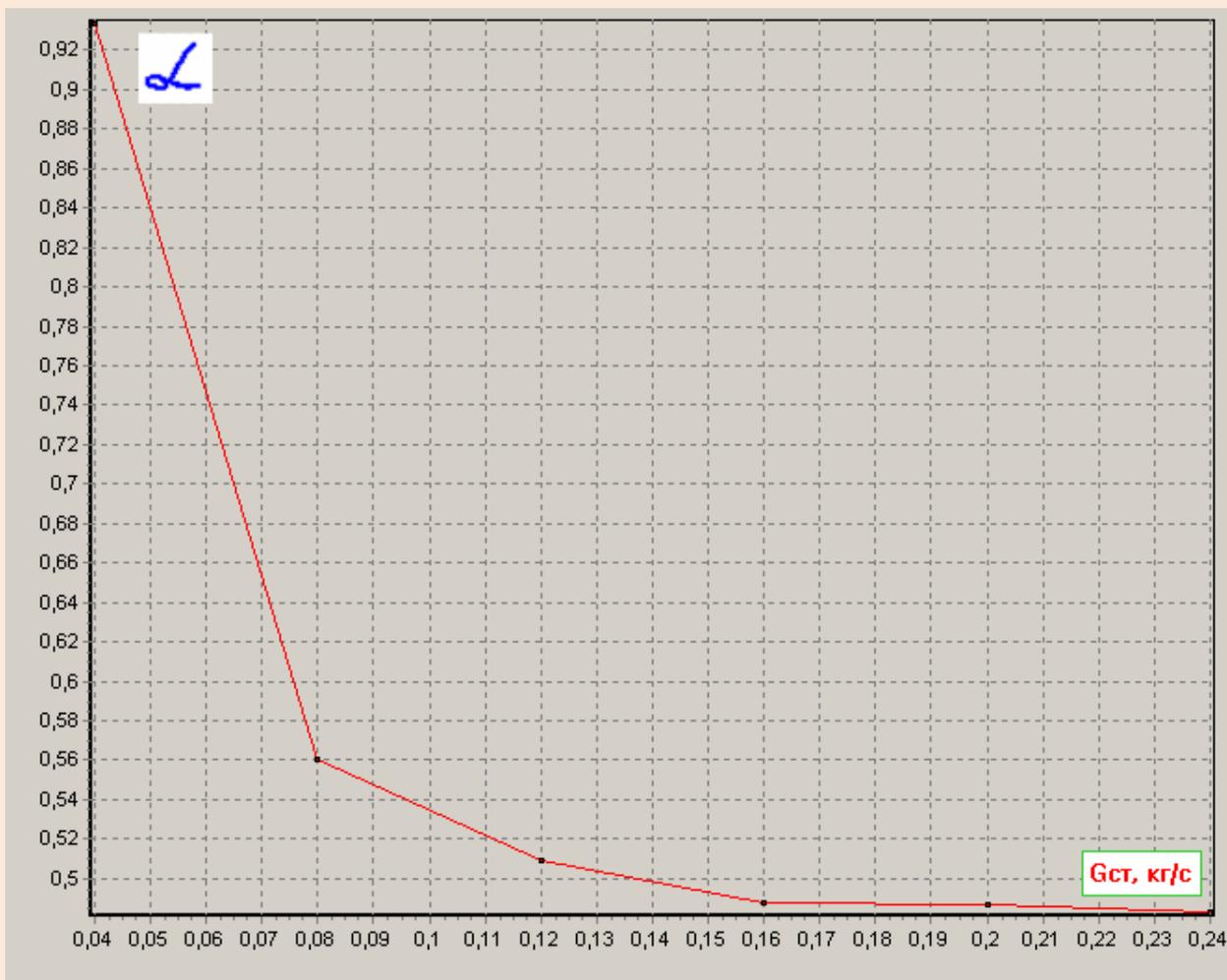


Рис.5. График значения α для узла 15*15*15 при схеме течения воды «снизу-вверх» на «теплой» модели.

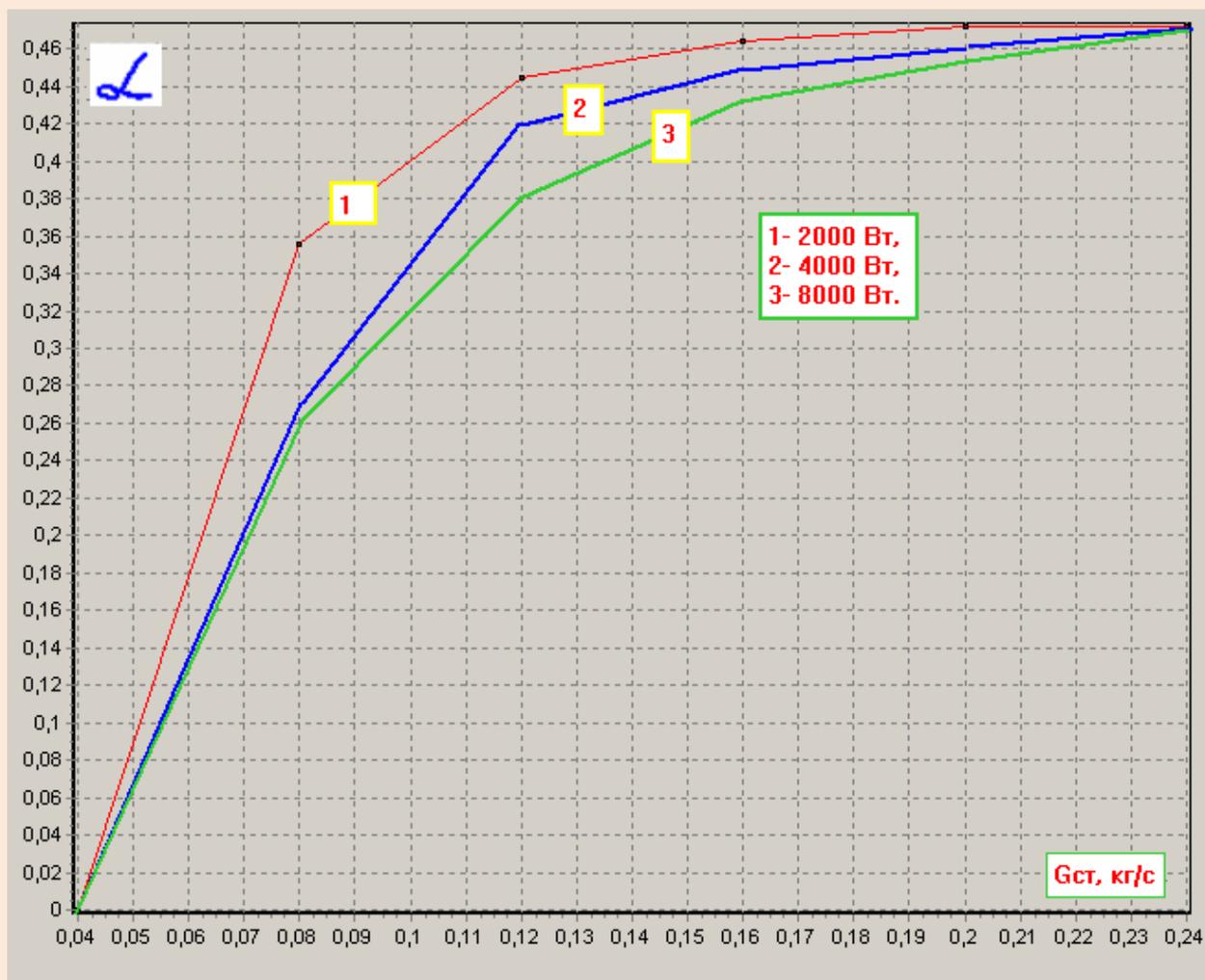


Рис. 6. График значения α для узла 15*15*15 при схеме течения воды «снизу-вверх» на «теплой» модели при различных значениях установленной мощности отопительных приборов.

Отметим, что существуют некие минимальные расходы воды, (из графиков на рисунке 6 видно, что при $G=0,04$ коэффициент α 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 [7].

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

Таблица 2.

Узел	Gmin при $dT_{ст}=25^{\circ}$	
	кг/с	кг/ч
15*15*15		200
15*15*20		200
20*15*20		285
25*15*20		290

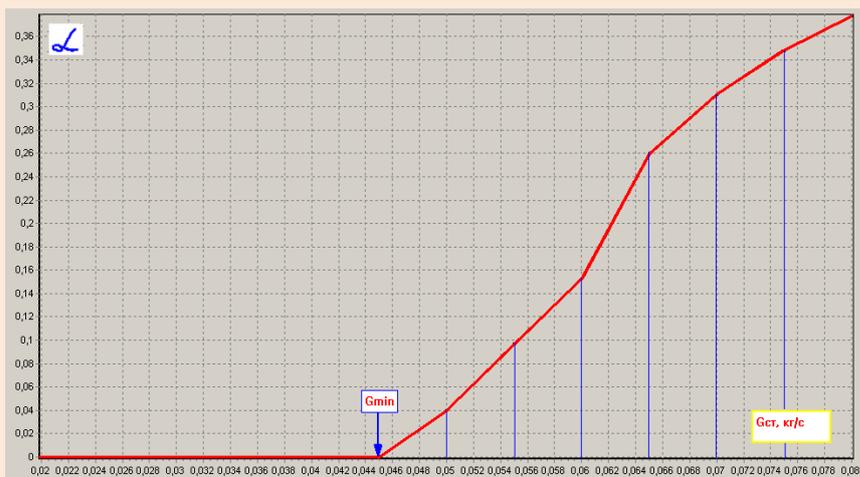


Рис. 7. График значения α для узла 15*15*15 при схеме течения воды «снизу-вверх» на «теплой» модели при малых расходах воды в стояке.

Применение регулирующих клапанов

Уже давно было отмечено [11], что при подборе на стадии проектирования нагревательных приборов возникает некоторое завышение поверхности нагрева из-за того, что поверхность нагрева серийных отопительных приборов меняется дискретно (внутри одного типа) и при подборе стремятся принять запас по поверхности нагрева. Например, если требуемое количество секция равно 3,9, то ставим прибор из 4 секций (запас 2,5%), а если 4,5, то ставим 5 секций (запас 12%) и т.д. Это приводит к существенной неравномерности температур внутреннего воздуха по стояку, если не принять специальные меры по регулированию.

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 ($\zeta=20\dots 65$ [6]). 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 термостатах. В этом случае, в соответствии с графиком на рис.4, видно, что коэффициент затекания составляет 0,18...0,1 (по данным [6] 0,3...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 одноконтурной системы с ЗУ

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

Учет теплоотдачи труб

Очень часто при расчетах не учитывают теплоотдачу от поверхности труб, тем самым создавая еще один запас по поверхности нагрева. Попробуем оценить размер этого запаса с использованием последних данных по расчету свободно-конвективного теплообмена.

Учет теплоотдачи труб провести достаточно сложно. Это связано не только с тем, что часть труб расположена горизонтально, а часть вертикально и теплоотдача от них разная, но и с тем, что расчет теплоотдачи труб (или цилиндров) хорошо изучен на достаточном удалении труб от стен, но мало данных по теплоотдаче труб близко расположенных к ограждающим конструкциям. Даже в достаточно полном справочнике [8] отсутствует информация о конвективном теплообмене труб расположенных рядом со стенкой. Поэтому нам остается воспользоваться данными по теплообмену горизонтальных и вертикальных труб при пренебрежении влияния стен. Сведем полученную нами информацию об уравнениях по теплообмену в таблицу.

Как известно коэффициент теплоотдачи определяется по значению критерия Нуссельта, а общее критериальное уравнение имеет вид

$$Nu=C*(Gr*Pr)^n*K \quad (2),$$

где $Nu=\alpha*X/\lambda$,

$Gr=g*\beta*\rho^2*\Delta T*X^3/\mu^2$ – число Грасгофа,

$Pr=\mu*c_p/\lambda$ – число Прандтля,

α -среднее значение коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²*°С),

X -характерный размер, м,

λ -коэффициент теплопроводности воздуха, Вт,

β -температурный коэффициент объемного расширения, 1/°С,

ΔT -разность температур стенки трубы и окружающего воздуха, °С,

ρ -плотность воздуха, кг/м³,

μ -динамическая вязкость, Н*с/м²,

$g=9,81$ м/с²,

c_p -теплоемкость воздуха, Дж/(кг*°С).

Режим обтекания определяется значением критерия (числа) Релея

$$Ra=Gr*Pr.$$

Если $10^4 < Ra < 10^9$, то режим течения ламинарный, а если $Ra > 10^9$, то турбулентный, как отмечается в [9], при $Ra < 10^3$ свободно-конвективным теплообменом можно пренебречь. Если при горизонтальном расположении трубы режим обтекания обычно ламинарный, из незначительного значения характерного размера $X=d_{out}$ - наружный диаметр трубы, то при вертикальном обтекании это не так. Теплообмен вертикальной трубы рекомендуется вести в двух зонах [10]. В нижней зоне конвективный поток ламинарный, а в верхней – турбулентный, поэтому необходимо найти границу зон ($L_{кр}$) по формуле

$$(g*\beta*\rho^2*\Delta T*L_{кр}^3/\mu^2)*(\mu*c_p/\lambda)=10^9 \quad (3)$$

Таблица 3. Значение коэффициентов в формуле (2)

	Расположение трубы	Режим обтекания	C	n	K	Ссылка
1	Горизонтально	ламинарный	0,47	1/4	1	[9]
2		турбулентный	0,1	1/3	1	[9]
3	Вертикально	ламинарный	0,686	1/4	$(Pr/(1+1,05*Pr))^{1/4}$	[9]
4		турбулентный	0,15	1/3	1	[10]

Анализ данных, приведенных в [1] показал, что в таблицах для определения теплоотдачи неизолированных труб принимается, что и для горизонтальных и для вертикальных труб режим обтекания ламинарный. Для горизонтальной трубы это верно, но вот для вертикальной не всегда. Проведем компьютерный эксперимент по определению границы зон перехода ламинарного режима обтекания в турбулентный. Результаты такого эксперимента приведены на рис.8. Как видно из графика высота зоны перехода (ламинарного течения) меняется в пределах 0,78...1,26 м в зависимости от температуры воды в трубе. Вертикальная часть стояка в квартире может быть значительно больше. Например, высота холостого стояка равна высоте помещения (а это от 2,5 м и выше).

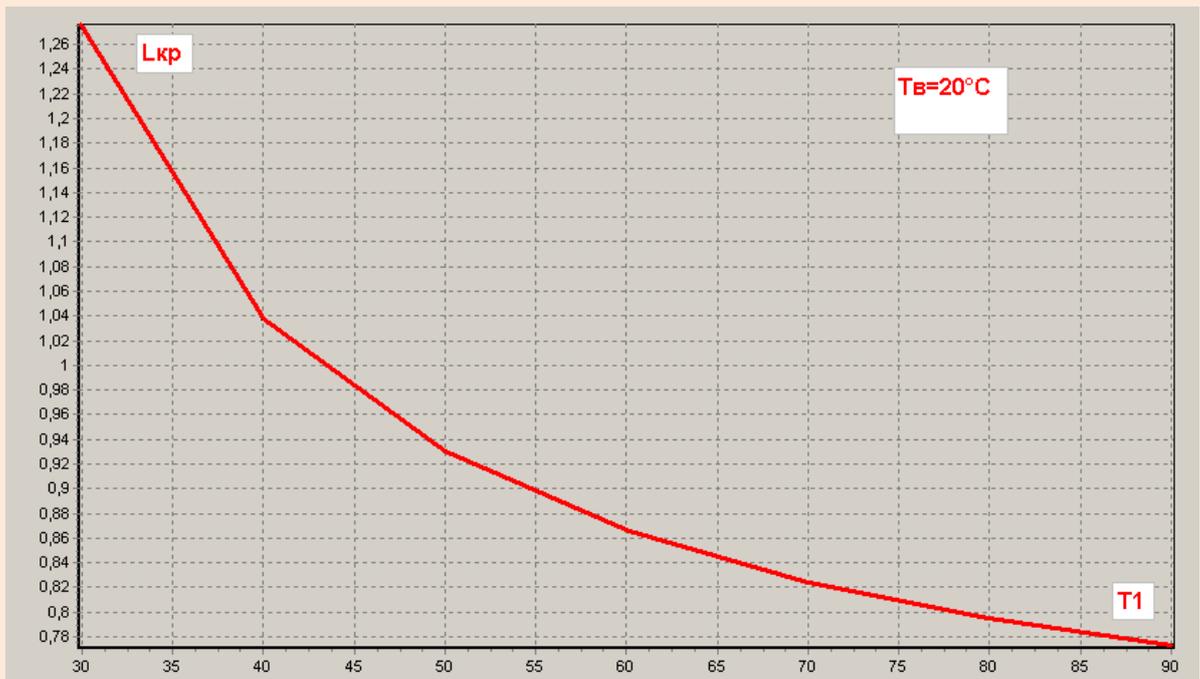


Рис. 8. График значения высоты зоны перехода ламинарного режима течения в турбулентный для вертикальной трубы:

- Lкр- высота зоны перехода, м,
- T1-температура входа воды в трубу (она же температура стенки трубы), °C,
- Tв- температура внутреннего воздуха окружающего трубу, °C.

Коэффициент теплоотдачи при ламинарном течении существенно меньше, чем при турбулентном.

Пример: Рассмотрим стояк Ду25 высотой 3 м. Температура теплоносителя 80°C. Если рассматривать обтекание стояка конвективным потоком как ламинарное, то теплоотдача такого стояка составит $Q_1 = \alpha \cdot (T_1 - T_d) \cdot (\pi \cdot D_{out} \cdot L) = 4,69 \cdot (80 - 20) \cdot (3,14 \cdot 0,0335 \cdot 3) = 88,8 \text{ Вт}$.

Если же учесть, что с высоты 0,9 м (см. рис. 8) начинается турбулентный режим, то

$Q_{2\text{лам}} = 4,69 \cdot (80 - 20) \cdot (3,14 \cdot 0,0335 \cdot 0,9) = 26,4 \text{ Вт}$.

$Q_{2\text{турб}} = 6,88 \cdot (80 - 20) \cdot (3,14 \cdot 0,0335 \cdot 2,1) = 91,2 \text{ Вт}$.

$\Sigma Q_2 = 26,4 + 91,2 = 117,2 \text{ Вт}$.

Если кто-то скажет, что 30 Вт (117,2-88,8) это несущественно, то я с этим могу согласиться, но считать надо правильно, а уже потом делать выводы о том, существенно полученное значение или нет.

Таблица 4. Значение коэффициента теплоотдачи трубы в зависимости от режима обтекания, Вт/(м²*°С)

Т1-Тв	Коэффициент теплоотдачи конвекцией, α			Коэффициент радиационной теплоотдачи, α_r	Суммарный коэффициент теплоотдачи при режимах обтекания для вертикальной трубы	
	Ламинарный режим		Турбулентный режим		Ламинарный режим	Турбулентный режим
	гор труба Ду25	вертикальная труба				
10	2,59	3	3,87	5,7	8,7	9,57
20	3,24	3,57	4,86	6,0	9,57	14,43
30	3,69	3,95	5,53	6,31	10,26	15,79
40	4,04	4,24	6,07	6,63	10,87	16,94
50	4,34	4,48	6,5	6,97	11,45	17,95
60	4,59	4,69	6,88	7,32	12,02	18,9
70	4,81	4,87	7,21	7,69	12,56	19,77

Перейдем к оценке радиационной составляющей теплообмена трубопровода в окружающую среду.

Запишем формулу радиационного теплообмена

$$Q_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot ((T_1 + 273)^4 - (T_v + 273)^4), \text{ Вт/м}^2 \quad (4)$$

где ε – коэффициент излучения,
 σ – постоянная Стефана-Больцмана.

Приведем уравнение (4) к такому же виду, как и обычное уравнение теплообмена

$$Q_r = \alpha_r \cdot (T_1 - T_v) = (\varepsilon \cdot \sigma \cdot ((T_1 + 273)^4 - (T_v + 273)^4) / (T_1 - T_v)) \cdot (T_1 - T_v) \quad (5)$$

где α_r – коэффициент радиационной теплоотдачи.

В таблице 4 приведены рассчитанные значения коэффициента радиационной теплоотдачи и коэффициенты смешанной теплоотдачи.

Пример. Рассмотрим предыдущий пример и найдем теплоотдачу трубы при условиях этого примера.

$$\Sigma Q = Q_k + Q_r = Q_k + \alpha_r \cdot (T_1 - T_d) \cdot (\pi \cdot D_{out} \cdot L) = 117,2 + 7,32 \cdot 60 \cdot 3,14 \cdot 0,0335 \cdot 3 = 117,2 + 138,6 = 255,8 \text{ Вт.}$$

Для стандартного помещения шириной 3 м и высотой 3 м теплотери составляют порядка 1 кВт.

В этом случае теплоотдача труб вполне соизмерима с теплоотдачей от отопительных приборов.

Особенно становится важным учет теплоотдачи труб в условиях помещений с современной теплоизоляцией. Возможно, скоро наступит такое время, когда отапливать помещение станет возможным только двумя стояками проложенными в помещении.

Интересно, что в классической работе Б.М.Аше [11] предлагается тепловыделения от труб в помещение не полностью, а с учетом коэффициента η , который учитывает расположение труб. Дело в том, что верхнее расположение трубопровода приводит к нагреву только верхней зоны за счет свободно-конвективного тепла, при этом перегреваются

ограждающие конструкции потолка и верхней зоны стен, а при этом обслуживаемая зона остается холодной.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные в настоящей работе 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»).

ЛИТЕРАТУРА

1. Внутренние санитарно-технические системы: Ч.1. Отопление.-М.: Стройиздат, 1975. – 344 с.
2. Сканава А.Н. и др. Отопление и вентиляция: Ч.1.М.: Стройиздат, 1976. -480 с.
3. Щекин Р.В. и др. Расчет систем центрального отопления. – Киев: Вища школа, 1975. – 216 с.
4. Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления: Справочник. – М.: Госэнергоиздат, 1975.
5. Одельский Э.Ч., Каган Л.И., Кирзнер Л.Х. Методика и примеры расчета на ЭВМ систем центрального отопления. – Минск: Вышэйшая школа, 1979. – 304 с.
6. Сасин В.И. Термостаты в российских системах отопления. – АВОК №5, 2004.
7. Кострюков В.А. Примеры расчета по отоплению и вентиляции. Часть 1. Отопление.- М.: Стройиздат, 1964.-203 с.
8. Мартыненко О.Г., Соковишин Ю.А. Свободно-конвективный теплообмен: Справочник. – Минск: Наука и техника, 1982. –400 с.
9. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров.: Справочник.- М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.
10. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник – М.: Энергоиздат, 1982. – 512 с.
11. Аше Б.М. Отопление и вентиляция: Ч. 1. Отопление. - М.: Госстройиздат, 1939. – 515 с.