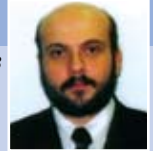


МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ ОДНОТРУБНЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ



**Виктор
Милейковский**

к.т.н., доцент кафедры ТТСВ
Киевского национального
университета
строительства
и архитектуры



Вступление

Данная статья является четвёртой из серии работ [1], [2] и [3] по теплогидравлическому моделированию однотрубных систем отопления.

Одним из наиболее важных требований к системам отопления является энергоэффективность, то есть минимальные затраты энергии на поддержание теплового комфорта в помещениях. Определяющим фактором энергоэффективности отопления является автоматизация.

Большинство зданий пост-социалистических государств оборудованы энергонезэффективными однотрубными системами отопления. Замена их на эффективные двухтрубные не всегда экономически возможна, поскольку требует больших затрат на демонтаж и монтаж, а также на ремонт помещений. Поэтому возникает необходимость термомодернизации однотрубных систем отопления для повышения их энергоэффективности.

В переходной период года или в случае высоких теплоступлений (приготовление еды в кухнях, освещение фасада солнцем) помещение перестаёт нуждаться в теплоте и отопительный прибор должен отключиться автоматически терморегулятором или вручную потребителем, если установлен нормативно запрещенный для этой цели шаровой кран либо вентиль. Однако при отключении любой запорно-регулирующей арматуры, установленной на верхней подводке к отопительному прибору, в его нижней подводке возникает стратификация потока как по температуре, так и по направлению движения. Она происходит под действием естественного давления теплоносителя, охлаждающегося в отопительном приборе (рис. 1). По верхней части нижней подводки горячий теплоноситель со стояка поступает в отопительный прибор, а по нижней части этой же подводки охлажденный теплоноситель возвращается в стояк. Из-за поступления теплоносителя через нижнюю подводку в отопительный прибор при закрытой запорно-регулирующей арматуре на верхней подводке, отопительный прибор имеет остаточную теплопередачу, в которой не нуждается потребитель. Потребитель, ощущая перегрев, вынужден за него платить.

Автору не известны фундаментальные исследования остаточной теплопередачи отопительных приборов. Поскольку до 90-х годов XX столетия применялась только ручная запорно-регулирующая арматура, которая «заклинивала» (заклинивала) в первый же отопительный

период, из-за чего пользователь не мог ею регулировать тепловой комфорт в помещении.

Автоматические терморегуляторы со встроенными сенсорами температуры воздуха требуют установки исключительно на верхней подводке, для лучшего восприятия температуры воздуха в помещении и адекватного регулирования, что сложнее осуществить этими терморегуляторами, устанавливаемыми на нижней подводке на уровне пола. Либо следует применять более дорогие терморегуляторы с выносными датчиками или с выносным регулированием. Поэтому появляется необходимость исследования и устранения остаточной теплопередачи отопительных приборов.

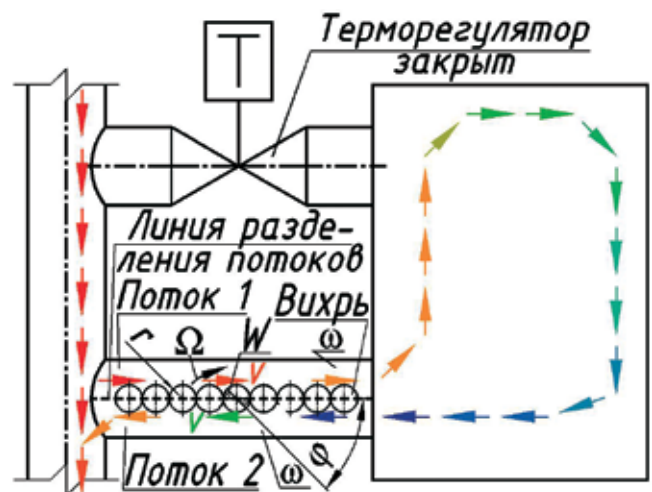


Рис. 1. Схема возникновения остаточной теплопередачи отопительного прибора

1. Математическая модель остаточной теплопередачи

В работе [2] приведена математическая модель приборного узла. Эта модель остаётся справедливой и для случая остаточной теплопередачи, только роль верхней подводки выполняет верхняя часть нижней подводки, а нижней подводки – её же нижняя часть. Между разнонаправленными потоками проводим условную поверхность раздела. Эта поверхность за счёт турбулентных пульсаций имеет сложную постоянно изменяющуюся форму, однако усреднённая форма может быть принята плоской и горизонтальной. Схема присоединения отопительного прибора принимается «снизу-вниз». Поскольку расходы разнонаправленных потоков равны, то

можно предположить, что поверхность раздела делит площадь сечения пополам и проходит вдоль оси нижней подводки.

Данная схема требует решения таких основных вопросов:

1. Потери давления каждого потока;
2. Теплопередача от каждого потока в окружающую среду;
3. Теплообмен между потоками.

1.1. Потери давления каждого потока

При взаимодействии потоков между собой потери давления несоизмеримо малы в сравнении с потерями давления по длине от взаимодействия со стенками трубопровода. Последние определяются по эквивалентному диаметру половины трубопровода, м:

$$d_e = 4 \omega / \chi = d, \quad (1)$$

где $\omega = \pi d^2 / 8$ — площадь сечения каждого потока, м²; $\chi = \pi d / 2$ — «смоченный» периметр каждого потока, м, равный половине периметра сечения трубопровода; d — диаметр трубопровода, м.

Нижняя подводка присоединена к стояку через тройник. Коэффициент местного сопротивления тройника зависит от соотношения расходов. Поверхность раздела делит тройник на два тройника – один на разделение потоков, другой – на слияние. Фундаментальные исследования таких тройников не проводились. При отсутствии данных принимаем сопротивление каждого тройника как обычных тройников, хотя данное предположение достаточно грубое.

1.2. Теплопередача потоков в окружающую среду

Поверхность раздела делит нижнюю подводку на две части. Поскольку толщина стенки трубопровода подводки незначительна в сравнении с его внутренним диаметром, переток теплоты от потока к потоку через стенку трубопровода не учитывается.

Теплопередача одного метра трубопровода q_{mp} , Вт/м, рассмотрена в работе [2]. Распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности трубопровода приняты согласно рис. 10.2 работы [4]. Усреднение даёт значение относительного коэффициента теплоотдачи нижней половины подводки, относённого к среднему коэффициенту теплоотдачи $\alpha_{ниж} / \alpha_{ср} = 1,375$, а верхней половины – $\alpha_{верх} / \alpha_{ср} = 0,6105$.

1.3. Теплообмен между потоками

Теплообмен между потоками является наименее изученным среди вышеперечисленных вопросов. Для получения зависимостей применена теория профессора А. Я. Ткачука, согласно которой поверхности разрыва тангенциальной составляющей скорости можно представить как вихревую пелену.

Имеются два потока 1 и 2 (рис. 1), движущиеся параллельно навстречу друг другу. Их скорости обозначим v , м/с. Выделим произвольный вихрь радиусом r , м.

Угловая скорость его вращения вокруг оси, рад/с:

$$\Omega = v/r. \quad (2)$$

За время τ , с, с учётом формулы (2) вихрь повернётся на угол, рад.:

$$\varphi = \Omega \tau = v \tau / r. \quad (3)$$

При этом через поверхность раздела пройдёт объём вихря W на единицу глубины пограничного слоя, численно равный площади сектора с углом φ , рад. С учётом формул (2) и (3):

$$W = \varphi r^2 / 2 = \Omega \tau r^2 / 2 = v \tau r / 2. \quad (4)$$

Поскольку потоки 1 и 2 ограничены стенками трубы (канала), то пограничный слой не может бесконечно расширяться, как в свободных струях. Поэтому за счёт турбулентного массопереноса устанавливается равновесие – сколько вихрь эжектировал, столько же отдаёт. Между потоками и вихрем происходит интенсивный тепломассообмен. То есть, когда частица вихря достигает поверхности раздела, она приобретает температуру t_i , °С, i -го потока, который она покидает. Вихрь работает как своеобразный регенеративный (барабанный) теплообменник.

Примем плотность обоих потоков приблизительно одинаковой и равной средней плотности теплоносителя в подводке ρ , кг/м³. Определим массовый расход, кг/с, перетекания среды из потока i в поток j на единицу глубины пограничного слоя, проходящий через часть границы потоков, которую отсекает вихрь. Учитывая зависимости (2), (3) и (4):

$$G_{nep} = \rho W / \tau = \rho \varphi r^2 / (2\tau) = \rho \Omega \tau r^2 / (2\tau) = \rho v r / 2. \quad (5)$$

Определим скорость перетекания, м/с, усреднённую вдоль части границы разделения потоков, ограниченную вихрем. С учётом формулы (5):

$$v_{nep} = G_{nep} / (2\rho r) = v/4. \quad (6)$$

Как видим, скорость перетекания v_{nep} не зависит от радиуса вихря, то есть, от толщины пограничного слоя. Если толщина пограничного слоя переменная, то формула (6) остаётся справедливой. Определяем тепловой поток, который проходит вместе с жидкостью вихря из потока $i = 1, 2$ в поток $j = 1, 2, j \neq i$ через единицу площади границы раздела. Учитывая формулу (6):

$$q_{ij} = k_{mn}(t_j - t_i) = 1000 c_p \rho v_{nep} (t_j - t_i) = 1000 c_p \rho v (t_j - t_i) / 4, \quad (7)$$

где c_p – средняя изобарная теплоёмкость потоков в сечении с данным вихрем, кДж/(кг·°С); k_{mn} – искомый коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С). Коэффициент теплопередачи k_{mn} , Вт/(м²·°С), определяется из урав-

нения (7). При этом расходы потоков 1 и 2 обозначены $G = 3600v\omega$, кг/ч:

$$k_{mn} = 250c_p v = (5/72)c_p G/\omega = 0,06944c_p G/\omega. \quad (8)$$

Математическая модель остаточной теплопередачи отопительного прибора соответствует модели приборного узла [2] с учётом вышеприведенных предположений, в том числе формул (1) и (8).

2. Результаты моделирования

Про моделируем приборный узел с чугунным 7-секционным радиатором M140 высотой 500 мм. За эталон примем приборный узел в расчётном режиме с длиной подводок 100 мм, температурой теплоносителя 90 °С и расчётной теплопередачей отопительного прибора Q_{max} . Результаты (рис. 2) показывают значительное влияние длины подводок.

Удлинение подводок приводит к увеличению площади контакта встречных потоков и большему остыванию горячего теплоносителя в подводке. Также возрастают потери давления в циркуляционном кольце. При длине подводок свыше 600 мм ($d_y = 15$ мм) или 1000 мм ($d_y = 20$ мм) остаточная теплопередача составляет менее 2 % от теплопередачи эталонного узла при температуре теплоносителя до 90 °С включительно. Такая ситуация может наблюдаться в детских дошкольных учреждениях, больницах и других объектах, где требуется установка отопительных приборов по центру окна. В жилых домах с унифицированными приборными узлами и длиной подводок до 300 мм остаточная теплопередача является существенной. В этом случае рекомендуется принимать меры по ее устранению.

Полученные данные недостаточны для проектирования приборных узлов, поскольку исследован лишь один отопительный прибор одной высоты. Для получения инженерных формул воспользуемся методами планирова-

ния эксперимента применительно к численным опытам.

По критерию «точность описания сложных кривых – простота получаемых зависимостей» принимаем ротатбельный центральный композиционный план. В результате получается полный квадратичный многочлен. Погрешность в области изменения (варьирования) исходных параметров (факторов) практически постоянна. По мере удаления от этой области погрешность возрастает и зависит только от расстояния до центра планирования (критерий ротатбельности).

- В качестве исходных параметров (факторов) приняты:
- номинальная теплопередача отопительного прибора Q_{in} , Вт;
 - высота отопительного прибора h , м;
 - длина подводок l , м;
 - разница температур между теплоносителем на входе и окружающим воздухом Δt , °С или К.

Однако описание остаточной теплопередачи в таких факторах квадратичным многочленом не может быть адекватным результатам моделирования. Как видно из рис. 2, зависимость остаточной теплопередачи от длины l является гиперболической, а не параболической. Поэтому факторы нуждаются в предварительном преобразовании, чтобы привести зависимости остаточной теплопередачи от каждого фактора к форме, близкой к параболической. Преобразованные факторы:

- логарифм номинальной теплопередачи отопительного прибора $\ln(Q_{in})$;
- высота отопительного прибора h остаётся без изменений;
- величина, обратная длине подводок, $1/l$;
- разница температур между теплоносителем на входе и окружающим воздухом Δt – также без изменений.

Результаты моделирования приведены в таблице. Формулы данной таблицы позволяют оценить остаточную теплопередачу любого однотрубного радиаторного узла. Если результат оказывается отрицательным, то прогнозируется отсутствие остаточной теплопередачи.

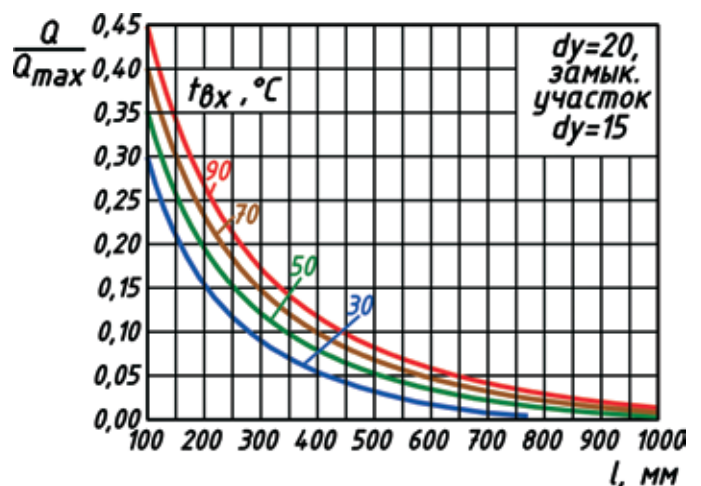
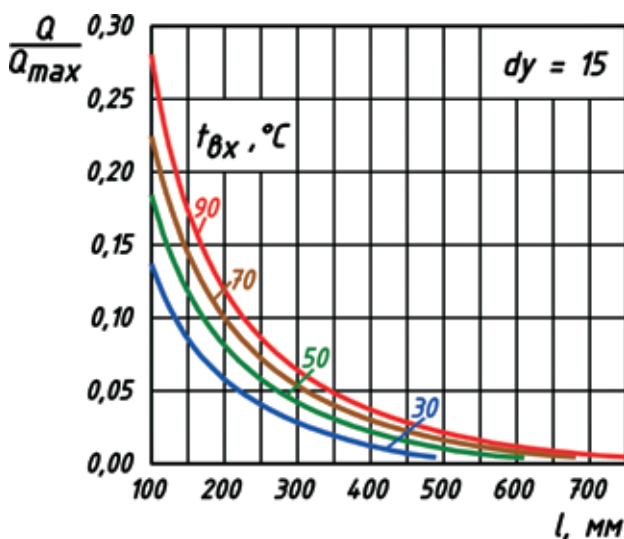


Рис. 2. Результаты моделирования приборного узла

Таблица. Зависимости для оценки остаточной теплопередачи отопительного прибора

Условный диаметр подводки d_y , мм	Зависимость для остаточной теплопередачи Q , Вт
15	$Q = 203,07 - 16,018 \ln(Q_n) - 116,14 h - 29,519 \ell^{-1} -$ $- 4,8246 \Delta t - 0,9207 \ln^2(Q_n) - 21,83 h^2 - 0,1049 \ell^{-2} +$ $+ 0,0176 \Delta t^2 + 11,585 \ln(Q_n) h + 3,1628 \ln(Q_n) \ell^{-1} +$ $+ 0,37593 \ln(Q_n) \Delta t + 7,665 h \ell^{-1} + 1,3861 h \Delta t + 0,36759 \ell^{-1} \Delta t$
20	$Q = 496,21 - 24,791 \ln(Q_n) - 307,24 h - 76,881 \ell^{-1} -$ $- 13,9486 \Delta t - 6,0281 \ln^2(Q_n) - 46,06 h^2 - 0,8471 \ell^{-2} +$ $+ 0,0331 \Delta t^2 + 40,750 \ln(Q_n) h + 10,7865 \ln(Q_n) \ell^{-1} +$ $+ 1,56527 \ln(Q_n) \Delta t + 9,663 h \ell^{-1} + 2,3119 h \Delta t + 0,60731 \ell^{-1} \Delta t$
25	$Q = 1404,87 - 217,389 \ln(Q_n) - 488,13 h -$ $- 119,031 \ell^{-1} - 26,5787 \Delta t + 1,6392 \ln^2(Q_n) -$ $- 65,35 h^2 - 1,9390 \ell^{-2} + 0,0437 \Delta t^2 +$ $+ 71,453 \ln(Q_n) h + 18,9098 \ln(Q_n) \ell^{-1} +$ $+ 3,48379 \ln(Q_n) \Delta t + 7,776 h \ell^{-1} + 2,8979 h \Delta t + 0,72115 \ell^{-1} \Delta t$

Примечание. Все числовые коэффициенты являются размерными. Для краткости размерности не приводятся.

3. Практические рекомендации

Для приборных узлов рекомендуется проверять остаточную теплопередачу по таблице. Если теплопередача получается допустимой, то необходимость дополнительных мероприятий отсутствует. Если остаточная теплопередача оказывается существенной, то следует её исключить одним из следующих способов:

- применением специального устройства, устанавливаемого на обратной подводке отопительного прибора и предотвращающего его остаточную теплопередачу;
- выбором узла обвязки отопительного прибора с большей длиной подводок;
- выбором отопительного прибора меньшей высоты – конвектора и т. п.

Данные рекомендации и зависимости табл. внесены в проект ДСТУ-Н Б В.2.6-ХХ:2013 «Указания по выполнению комплексной термомодернизации жилых зданий».

Основной критерий определения допустимой остаточной теплопередачи – остаточная теплопередача не должна превышать теплопередачу, при которой начина-

ет считать измеритель тепловой энергии на отопительном приборе, устанавливаемый по ДСТУ EN 834 либо ДСТУ EN 835.

Литература

1. Милейковский В. А. Математическое моделирование переменного гидравлического режима однотрубных вертикальных систем водяного отопления // Данфосс INFO. – 2011. – № 3–4. – С. 25–30.
2. Милейковский В. А. Математическое моделирование переменного гидравлического и теплового режимов приборных узлов однотрубных вертикальных систем отопления // Данфосс Info. – 2012. – № 1–2. – С. 15–27.
3. Милейковский В. А. Практические рекомендации по результатам математического моделирования переменного теплогидравлического режима однотрубных вертикальных систем отопления // Данфосс Info. – 2013. – № 1–2. – С. 20–28.
4. Теплотехника: Учеб. для ВУЗов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др.; Под ред. В. Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 671 с.: ил.

Комментарии кан. техн. наук, доц., зам. ген. директора по научной работе «Данфосс ТОВ» В. В. Пыркова.

Теоретическое решение возникновения остаточной теплопередачи позволило найти ответы на сложные вопросы по обеспечению тепловой устойчивости однотрубных вертикальных систем отопления. Проектировать системы устойчивыми – обеспечивать пропорциональность изменения теплопередачи отопительных приборов с из-

менением расхода теплоносителя в них. Это требование было в старых строительных нормах по отоплению и перекочевало в новые строительные нормы постсоветских государств. Оно никогда не выполнялось в однотрубных системах. Лишь теперь появилась возможность его практического выполнения и повышения энергоэффективности однотрубных систем, что особо актуально при термомодернизации существующих зданий.