

В.О. Китиков,  
д.т.н., проф.



В.В. Покотиллов,  
к.т.н.

ГНУ «Институт жилищно-коммунального хозяйства Национальной академии наук Беларуси»

# МЕТОД ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЙ

УДК 697.1

## Аннотация

Работа содержит теоретические обобщения существующих методов гидравлического расчета циркуляционных систем тепло- и холодоснабжения зданий. Показаны недостатки этих методов применительно к современным автоматизированным энергоэффективным циркуляционным системам. Предложен метод гидравлического расчета, обобщающий применяемые методы расчета трубопроводов, балансовых и регулирующих устройств циркуляционного кольца. Приведенные примеры расчета поясняют изложенные новые методы гидравлического расчета циркуляционных и смешительных систем.

## Abstract

The work contains theoretical generalizations of the established hydraulic calculation methods of circulating heat and cold supply systems of buildings. The disadvantages of these methods are shown in relation to modern automated energy-efficient circulating systems. A method of hydraulic calculation is proposed, generalizing the methods used for calculating pipelines, balance and control devices of the circulation ring. The calculation examples explain the new methods for hydraulic calculation of circulating and mixing systems.

## Введение

Существующие методики основаны на вычислении суммарных потерь давления каждого из участков циркуляционного кольца по формуле Дарси-Вейсбаха [1, 2]

$$\Delta P_{\text{уч}} = \frac{\lambda}{d_e} l_{\text{уч}} \frac{v^2 \rho}{2} + \sum \zeta_{\text{уч}} \frac{v^2 \rho}{2} \quad (1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения;

$d_e$  – диаметр трубы, м;

$l_{\text{уч}}$  – длина участка, м;

$v$  – средняя скорость, м/с;

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

$\zeta_{\text{уч}}$  – коэффициент местного сопротивления.

Первое слагаемое показывает потери давления на преодоление сил трения. Формула (1) впервые была составлена Фишером и опубликована в 1890 году в книге *Handbuch der Architektur 3. Teil 4. Band Anlagen zur Versorgung der Gebäud e mit Licht, Wärme und Wasser / Josef Professor DR / Hardcover, 1890. 458 p.* [3, 4]. Фишер дал экспериментальные значения коэффициента  $\lambda$  для паропроводов и дымовых труб. Для светильного газа, воды, воздуха значения  $\lambda$  были даны впервые Отто Випрехтом [4].

Второе слагаемое показывает потери давления на преодоление сил инерции в местных сопротивлениях. Впервые коэффициенты местных сопротивлений  $\zeta$  были экспериментально получены для отводов, вентилях, кранов, решеток в [3, 4]. Потери давления как количество долей  $\zeta$  динамического давления эмпирически были по-

лучены в XIX веке [3, 4] и названы формулой Вейсбаха [9].

Физическая модель на основе безразмерных коэффициентов  $\lambda$  и  $\zeta$  стала базовой для совершенствования методов и способов гидравлического расчета.

Коэффициент  $\lambda$  в зависимости от числа Re впервые показал Брандтке [5], что позволило получить универсальные расчетные формулы вне зависимости от вида жидкости. В дальнейшем, в исследованиях Кольбрука, Пуазейля, П.К. Конакова, Никурадзе, М.И. Кисина, В.М. Зусмановича, Блазиуса, Шифринсона, И.А. Исаева, Т.А. Мурина, Г.К. Филоненко, Ф.А. Шевелева, В.Н. Попова, Б.Н. Лобаева, А.Д. Альтшуля и др. [1, 2, 6–11] были отражены эмпирические зависимости  $\lambda$  от Re, дв, шероховатости внутренней поверхности для различных режимов течения в трубах. Например, в исследованиях Никурадзе [6, 9, 10], Т.А. Мурина [6, 7], Б.Н. Лобаева [2, 6] были систематизированы эмпирические зависимости по принадлежности к следующим выявленным авторами **областям потока жидкости при турбулентном режиме течения: область гидравлически гладких труб, область переходная, область гидравлически шероховатых труб.** [2, 6]. Ламинарный режим не рассматривается как не имеющий практического значения.

Коэффициенты  $\zeta$  определяются экспериментально, и впервые их достоверные значения были даны в работах Ритшеля и Отто Випрехта [3, 4], Браббе [5] в начале XX века. Значения  $\zeta$  определялись в зависимости

от Re, области режима течения, геометрии местного сопротивления [2, 6–9, 13]. Упрощающие обстоятельства позволили принимать  $\zeta$  как постоянные величины [1–9, 11, 12]. Однако при малом располагаемом давлении приходилось пользоваться уточненными значениями  $\zeta$  [2]. Уточненные  $\zeta$  от Re для сложных местных сопротивлений позволяют создавать энергоэффективные решения с эффектом саморегулирования [13].

Формула (1) применялась в преобразованном виде для разработки различных методик гидравлического расчета. Распространение получили методики: **по удельной линейной потере давления и по характеристикам сопротивления и проводимости** [1, 2, 7, 8, 11, 12], причем последняя методика не применяется для энергоэффективных систем.

При строительстве и реконструкции зданий применяются исключительно автоматизированные энергоэффективные системы тепло- и холодоснабжения, гидравлический расчет которых отличается от «традиционных».

## Основная часть

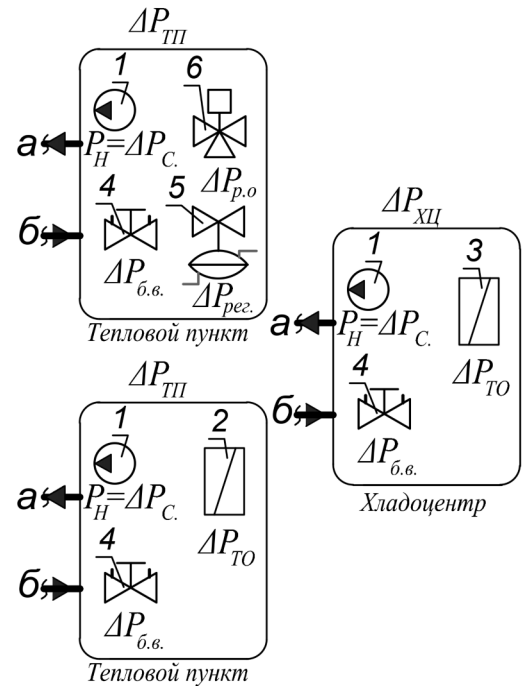
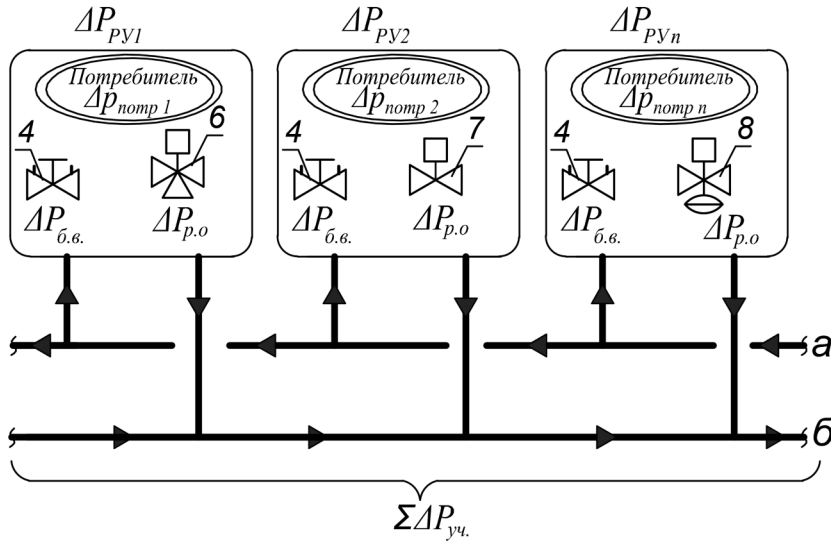
### А. Разработка методики гидравлического расчета энергоэффективных систем тепло- и холодоснабжения

#### А.1. Энергоэффективные системы тепло- и холодоснабжения

В энергоэффективных системах выделяются два особенных участка кольца – **тепловой пункт, или хладоцентр (ТП) и регулируемый участок (РУ)**, где имеются

Рис. 1. Схема энергоэффективной системы

1 – насос, 2 – теплообменник; 3 – испаритель; 4 – балансовый вентиль; 5 – регулятор перепада; 6 – клапан трехходовой; 7 – клапан двухходовой; 8 – комби-клапан.



регулирующие органы (РО) – дозирующие и дросселирующие, – которые подбирают по специальным методикам, построенным на теории автоматического регулирования [18, 19].

В упрощенном виде система дана на рисунке 1.

В представленном виде схема имеет три циркуляционных кольца и три РУ. Каждому из колец принадлежит общий участок – тепловой пункт (или хладоцентр). Оборудование на РУ1, РУ2...РУn показано условно, так же показана комплектация для ТП и ХЦ. Потери давления в кольце равны сумме трех слагаемых [12–14, 17–19]:

$$\Delta P_C = \Sigma \Delta P_{уч} + \Delta P_{РУ} + \Delta P_{ТП} \quad (2)$$

Первое слагаемое уравнения (2) составляет менее 10–30% от  $\Delta P_C$  и представляется суммой потерь на трение  $\Delta P_{ТР}$  и местные сопротивления  $\Delta P_{М.С.}$ :

$$\Sigma \Delta P_{уч} = \Sigma (\Delta P_{ТР} + \Delta P_{М.С.}) \quad (3)$$

В существующих методиках [1, 2, 5, 7, 8, 11] участки  $\Delta P_{РУ}$  и  $\Delta P_{ТП}$  не выделяются и потери в системе  $\Delta P_C$  определяются суммой  $\Sigma \Delta P_{уч} = \Delta P_C$ , которая не должна превышать располагаемое давление  $\Delta P_C \leq P_{расп.}$ . Здесь  $\Delta P_{ТР}$  и  $\Delta P_{М.С.}$  между собой примерно равны [1, 2, 7, 8, 11]. Но надо иметь в виду, что кроме отводов, тройников и крестовин в потери  $\Delta P_{М.С.}$  входят вентили, краны, отопительные приборы, задвижки, грязевики, и др.

В современных системах потери  $\Delta P_{ОБОР}$  в клапанах, приборах и др. вычисляются в виде самостоятельного слагаемого

$$\Delta P_{уч} = \Delta P_{ТР} + \Delta P_{М.С.} + \Delta P_{ОБОР}, \quad (4)$$

и здесь доля на местные сопротивления  $\Delta P_{М.С.}$  в отводах, тройниках и т.п. не превышает 20–30% от  $\Delta P_{ТР}$  [12–14, 18, 19]:

$$\Sigma \Delta P_{М.С.} \leq (0,10 - 0,30) \cdot \Sigma (\Delta P_{ТР}) \quad (5)$$

**Вывод: в энергоэффективных системах потери давления в местных сопротивлениях типа отводов и тройников составляют не более 5% от  $\Delta P_C$ .**

#### А.2. Анализ существующих методик гидравлического расчета

Существующие методики используют различные преобразования формулы (1).

##### А.2.1. Методика гидравлического расчета по удельной линейной потере давления

Формула (1) преобразована к виду [1, 2, 6–12]

$$\Delta P_{ТР} + \Delta P_{М.С.} = \left( \frac{\lambda}{d_0} \frac{v^2 \rho}{2} \right) l_{уч} + \sum \zeta_{уч} \frac{v^2 \rho}{2} = R l_{уч} + Z \quad (6)$$

где  $R$  – удельная потеря давления, Па/м. Значения  $R$  представляются в виде таблиц или номограмм, значения  $\zeta$  – в виде постоянных значений.

##### А.2.2. Методика гидравлического расчета по характеристикам сопротивления и проводимости

Используется преобразование формулы (1) [1, 2, 6–12]:

$$\Delta P_{уч} = \left( \frac{\lambda}{d_0} l_{уч} + \sum \zeta_{уч} \right) \frac{v^2 \rho}{2} = A \left( \frac{\lambda}{d_0} l_{уч} + \sum \zeta_{уч} \right) G^2 = S \cdot G^2 \quad (7)$$

где  $G$  – расход теплоносителя, кг/ч;  $A = 6,25/10^8 \text{ рд}^2$  – удельное динамическое давление [1, 2, 11], Па/(кг/ч)<sup>2</sup>;

$S = A \left( \frac{\lambda}{d_0} l_{уч} + \sum \zeta_{уч} \right)$  – характеристика сопротивления, Па/(кг/ч)<sup>2</sup>.

Характеристика  $S$  участка рассчитывается, определяется из таблиц или эксперимента.

Диаметр трубы на расчетном участке принимается так же, как и при расчете по удельной линейной потере давления – по значениям  $R$  и  $G$ .

##### А.2.3. Методика гидравлического расчета по пропускной способности клапана

Применяется для определения потерь давления в регулирующих клапанах и в трубопроводной арматуре. Пропускная способность  $k_v$ , м<sup>3</sup>/ч является характеристикой клапана и выражает расход через клапан воды плотностью 1000 кг/м<sup>3</sup> под перепадом давления 1 бар (100 кПа). Впервые эта модель появилась для характеристики и подбора конденсатоотводчиков паровых систем.

Потери давления определяются по формуле [12, 15, 16, 18, 19]:

$$\Delta P_{кл} = 0,1 \left( \frac{G}{k_v} \right)^2 \quad (8)$$

где:  $\Delta P_{кл}$  – потери давления, Па;  $k_v$  – пропускная способность, м<sup>3</sup>/ч.

Можно выразить  $k_v$  через  $S$  следующим образом [15, 16, 19]:

$$S = \frac{0,1}{k_v^2}; \quad k_v = \sqrt{\frac{0,1}{S}}, \quad (9)$$

что расширяет возможности метода.

**В установившейся практике расчетов энергоэффективных систем совмещают две методики:** методику по формуле (6) с методикой по формуле (8) [12–19]. Такой подход является неудачным, но вынужденным решением в силу сложившихся обстоятельств.

**Цель настоящей работы: создание оптимальной методики расчета энергоэффективных систем на базе единой физической модели для клапанов и трубопроводов.**

**А.3. Обоснование преобразований и упрощающих обстоятельств для разработки методики гидравлического расчета энергоэффективных систем тепло- и холодоснабжения**

**А.3.1. Влияние индивидуального автоматического регулирования на гидравлический режим системы**

Энергоэффективные системы обеспечиваются индивидуальными регуляторами в РУ [18, 19], которые снижают расход относительно расчетного расхода за счет роста потерь на РО и, соответственно, уменьшения потерь в трубопроводах РУ. Потеря давления в отводах и тройниках в соответствии с (5) составляет менее 30% от  $\Delta P_{тр}$ , поэтому (4) и (6) можно записать:

$$\Delta P_{уч} = 1,3 \cdot R l_{уч} + \Delta P_{ОБОР.} = \Delta P_{уч} + \Delta P_{ОБОР.} \quad (10)$$

Формула (10) впервые была дана нами в [18] для расчета энергоэффективных систем. Значения  $\Delta P_{ОБОР.}$  определяются по формуле (8).

**А.3.2. Влияние регулируемого участка на выбор оборудования в ТП**

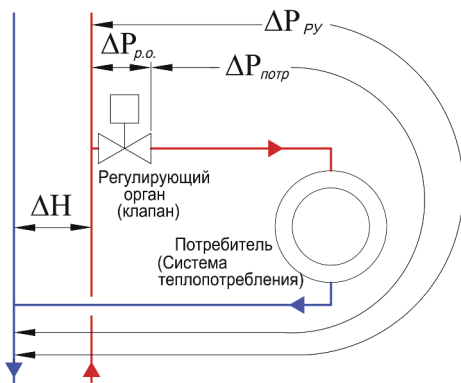
Регулятор в ТП выполняет вспомогательную функцию для повышения эффективности регуляторов РУ [12, 14, 18, 19]. В ТП выбирается соответствующее оборудование – регулятор перепада давления (РПД), регулирующие клапаны, насосы с системой регулирования. Оборудование на ТП подбирается так, чтобы стабилизировать перепад давления на каждом РУ [19].

**А.3.3. Преобразования основных характеристик регулируемого участка и регулирующего органа**

Регулируемым участком является та часть трубопровода с оборудованием, на которую оказывает влияние РО [15, 16, 19]. Перепад давления  $H = \Delta P_{ру}$  поддерживается постоянным на РУ и расходует на сопротивление потребителя  $\Delta P_{потр.}$  и регулирующего органа  $\Delta P_{р.о.}$ . На рисунке 2 показан РУ с двухходовым РО.

Расчет РУ выполняется при условном ходе затвора РО, сопротивление которого

Рис. 2. РУ с двухходовым РО



составляет  $\Delta P_{р.о.}$ . Регулируемый участок характеризуют авторитетом клапана  $a_v$  или модулем  $n_v$ . Значения  $a_v$  и  $n_v$  вычисляются по формулам [14–19]:

$$n_v = \frac{\Delta P_{номп.}}{\Delta P_{р.о.}}; a_v = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{номп.}}; a_v = \frac{1}{1 + n_v}; n_v = \frac{1}{a_v} - 1, \quad (11)$$

В Европе применяется  $a_v$ , а в нашей практике –  $n_v$ . Поэтому нами при создании методик в [18] был использован авторитет клапана  $a_v$ , а в [14] мы применили модуль  $n_v$ .

Преобразования для (11) выполняем с учетом (7), так как в отличие от  $\Delta P_{номп.}$  и  $\Delta P_{р.о.}$  характеристика  $S$  является константой так же, как  $a_v$  и  $n_v$ :

$$n_v = \frac{\Delta P_{номп.}}{\Delta P_{р.о.}} = \frac{S_{номп.}}{S_{р.о.}}; a_v = \frac{\Delta P_{р.о.}}{\Delta P_{р.о.} + \Delta P_{номп.}} = \frac{S_{р.о.}}{S_{р.о.} + S_{номп.}} = \frac{S_{р.о.}}{S_{ру}}, \quad (12)$$

где:  $\Delta P_{кл}$  – потери клапана, Па;  $\Delta P_{номп} = S_{номп} \cdot G^2$  – потери потребителя, Па;

$\Delta P_{р.о.} = S_{р.о.} \cdot G^2$  – расчетные потери в РО, Па;

$G$  – расчетный расход, кг/ч.

Для дальнейших разработок нами принята за основу метод характеристик сопротивления.

**Б. Методика гидравлического расчета энергоэффективных систем тепло- и холодоснабжения**

С учетом (10) представим (4) в виде:  $\Delta P_{уч} = (1,3 \cdot l_{уч} \cdot S_{уд} + \Sigma S_{обор.}) \cdot G_{уч}^2 = S_{уч} \cdot G_{уч}^2 \quad (Б.1)$

где:  $S_{уч} = (1,3 \cdot l_{уч} \cdot S_{уд} + \Sigma S_{обор.})$  – характеристика сопротивления, Па/(кг/ч)<sup>2</sup>;

$S_{уд}$  – удельная характеристика сопротивления, Па/(кг/ч)<sup>2</sup>;

$G_{уч}$  – расчетный расход, кг/ч.

Рассчитывается  $S_{уд}$  по классическим методикам и приводится в справочниках [11].

Характеристика  $S_{обор.}$  (краны, задвижки, и др.) заносится в исходные данные. Типоразмер оборудования берется по диаметру участка. Производители дают характеристики в виде  $\zeta_{обор.}$ ,  $k_{vs}$ , в виде  $\Delta P_{обор.} = f(G_{уч})$ . Эти данные следует преобразовать:

$$S_{обор.} = A \zeta_{обор.}; S_{обор.} = \frac{0,1}{k_{vs}^2}; S_{обор.} = \frac{\Delta P_{обор.}}{G_{уч}^2}. \quad (Б.2)$$

Предварительно назначаем  $d_b$  каждого участка, ориентируясь на вычисленное ориентировочное значение  $S_{уд.ор}$ :

$$S_{уд.ор} = \frac{100}{G_{уч}^2}. \quad (Б.3)$$

Формула (Б.3) получена, задаваясь  $R_{ор} = 100$  Па/м [11, 17–19].

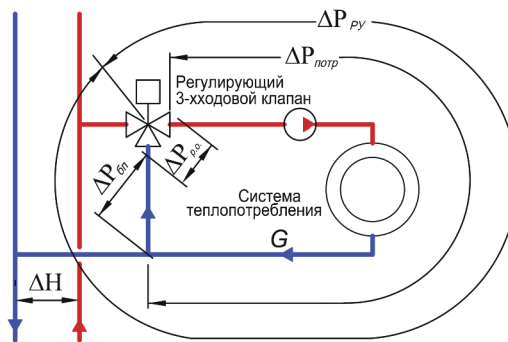
Потери давления на участках  $\Delta P_{ТП}$  и  $\Delta P_{ру}$  также определяются по формуле (Б.1).

Следует переработать методики подбора клапанов [14, 18, 19]. Методики гидравлического расчета должны опираться на единую физическую модель, оценивающую сопротивление любого элемента участка циркуляционной системы через гидравлическую константу – **характеристику сопротивления**. Выполним это на примере методики подбора трехходового РО для узла смешения, впервые разработанной нами с применением метода удельных потерь и опубликованной в [18].

**В. Методика подбора трехходового РО для узла смешения**

Схема циркуляционного кольца показана на рисунке 3. Весь поток проходит через открытый подмес (байпас) трехходового РО, что и определяет данное циркуляционное кольцо как исходный РУ. Потери давления  $\Delta P_{ру}$  в РУ соответствуют требуемому напору  $P_H$  смесительного насоса.

Рис. 3. Схема узла смешения с трехходовым РО



Исходные данные:  
– расчетный расход для потребителя теплоты  $G$ , кг/ч;  
– потери давления потребителя  $\Delta P_{номп.}$ , Па;  
– потери в подмесе  $\Delta P_{бп.}$ , Па.

Преобразования, необходимые для внесения в исходные данные:  
– характеристика сопротивления потребителя:

$$S_{номп.} = \frac{\Delta P_{номп.}}{G^2} \quad (В.1)$$

– характеристика сопротивления байпаса:

$$S_{бп.} = \frac{\Delta P_{бп.}}{G^2}. \quad (В.2)$$

РУ характеризуется модулем или авторитетом клапана:

$$n_v = \frac{S_{номп.}}{S_{р.о.}}; a_v = \frac{S_{р.о.}}{S_{р.о.} + S_{номп.}}. \quad (В.3)$$

Следует задаться значением модуля  $n_{треб.}$ . Рекомендуется принимать:

- клапан с линейной пропускной характеристикой – при  $n \leq 1,5$ ;
- клапан с равнопроцентной пропускной характеристикой – при  $1,5 < n \leq 4,0$ .

Требуемая характеристика сопротивления  $S_{ротРЕБ}$  для РО:

$$S_{ротРЕБ} = \frac{S_{номр} + S_{бн}}{n_{ТРЕБ}} \quad (B.4)$$

По каталогам следует принять такой типоразмер РО, чтобы

$$S_{ро} = (0,9...1,1) \cdot S_{ротРЕБ} \quad (B.6)$$

**Примечание:** предварительно следует преобразовать  $k_{vs}$  клапана

$$S_{ро} = \frac{0,1}{k_{vs}^2} \quad (B.7)$$

Характеристика сопротивления РУ:

$$S_{ру} = S_{ро} + S_{номр} + S_{бн} \quad (B.8)$$

Расчетный перепад давления на РУ:

$$\Delta P_{ру} = S_{ру} \cdot G^2 \quad (B.9)$$

Требуемый напор насоса  $P_H$  должен составлять  $(0,95...1,10) \Delta P_{ру}$ .

### Г. Пример гидравлического расчета системы теплоснабжения caloriferов вентиляционных систем

На рисунке 4 показана расчетная схема системы теплоснабжения caloriferов. В узлах регулирования применяется насосный узел смешения с трехходовым клапаном на разделении потока (рисунок 5). Для упрощения расчетов на схемах не приведены фильтры, запорные и балансировочные клапаны и др.

Ввиду ограничения объема статьи расчет выполнен только для основного циркуляционного кольца с участками №1 и №2.

Для оценки практической значимости нового метода гидравлического расчета (разделы «Б» и «В») выполним тот же пример с применением «классического» метода [18, 19], совмещающего в себе методику удельных потерь  $R$  и методику с условной пропускной способностью  $k_{vs}$ . Справочные значения  $R$  и  $k_{vs}$  берем из [11, 18, 19], а значения  $S_{уд}$  – из таблицы 10.7 [11].

#### Г.1. Гидравлический расчет по новой методике, изложенной в разделах «Б» и «В».

##### Г.1.1. Подбор оборудования для узла регулирования

1. Исходные данные:

а) расчетный расход для потребителя теплоты  $G = 8600$  кг/ч;

б) потери давления потребителя состоят из потерь calorifера  $\Delta P_1 = 32600$  Па (32,6 кПа) и трубопроводов к нему  $d65$  мм длиной 8 м.

Характеристика  $S_1$  calorifера:

$$S_1 = \frac{\Delta P_1}{G^2} = \frac{32600}{8600^2} = 4,41 \cdot 10^{-4}$$

Характеристика труб:

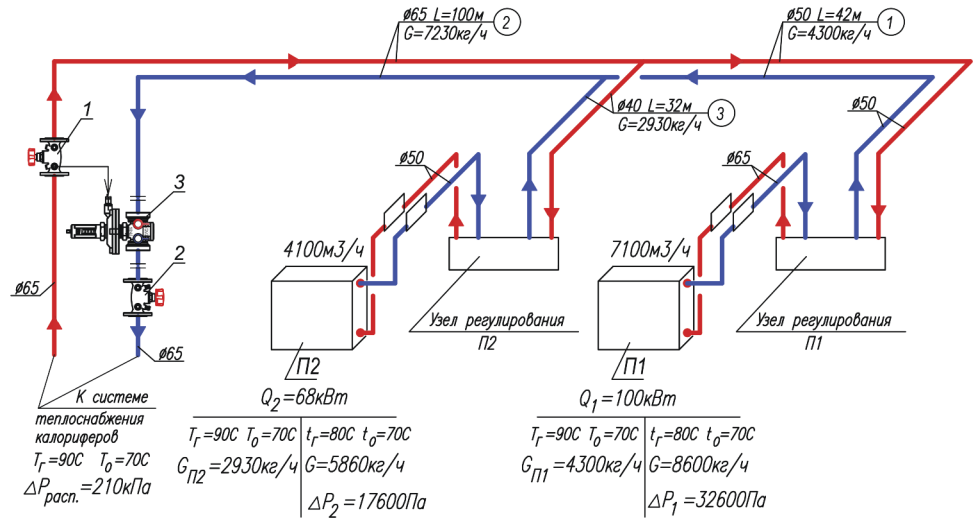
$$S_{уч} = 1,3 \cdot l_{уч} \cdot S_{уд} = 1,3 \cdot 8 \cdot 0,0108 \cdot 10^{-4} = 0,11 \cdot 10^{-4}$$

Характеристика сопротивления потребителя:

$$S_{номр} = S_1 + S_{уч} = (4,41 + 0,11) \cdot 10^{-4} = 4,52 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2$$

**Рис. 4.** Схема системы теплоснабжения caloriferов приточных систем П1 и П2 с исходными данными

1 – вентиль запорный; 2 – вентиль балансировочный; 3 – регулятор перепада давления.



в) потери давления в байпасе  $\Delta P_{бн}$  состоят из обратного клапана  $\Delta P_{ок}$  ( $k_{vs} = 30$  м<sup>3</sup>/ч, поз. 6, рис. 5) и трубопровода  $d50$  мм длиной 1 метр.

Характеристика

$$S_{ок} = \frac{0,1}{k_{vs}^2} = \frac{0,1}{30^2} = 1,11 \cdot 10^{-4}$$

Характеристика труб:

$$S_{уч} = 1,3 \cdot l_{уч} \cdot S_{уд} = 1,3 \cdot 1 \cdot 0,068 \cdot 10^{-4} = 0,09 \cdot 10^{-4}$$

Характеристика сопротивления байпаса:

$$S_{бн} = S_{ок} + S_{уч} = (1,11 + 0,09) \cdot 10^{-4} = 1,21 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2$$

2. Принимаем к установке трехходовой РО с линейной пропускной характеристикой. Задаем  $n_v = 1,0$ . Требуемая  $S_{ротРЕБ}$  и  $k_{vsТРЕБ}$  для РО:

$$S_{ротРЕБ} = \frac{S_{номр} + S_{бн}}{n_{ТРЕБ}} = \frac{(4,52 + 1,21) \cdot 10^{-4}}{1,0} = 5,73 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2$$

$$k_{vsТРЕБ} = \sqrt{\frac{0,1}{S_{ротРЕБ}}} = \sqrt{\frac{0,1}{5,73 \cdot 10^{-4}}} = 13,21 \text{ м}^3/\text{ч}$$

3. Принимаем к установке клапан трехходовой с линейной пропускной характеристикой,  $d32$ ,  $k_{vs} = 16,0$  м<sup>3</sup>/ч. Характеристика клапана

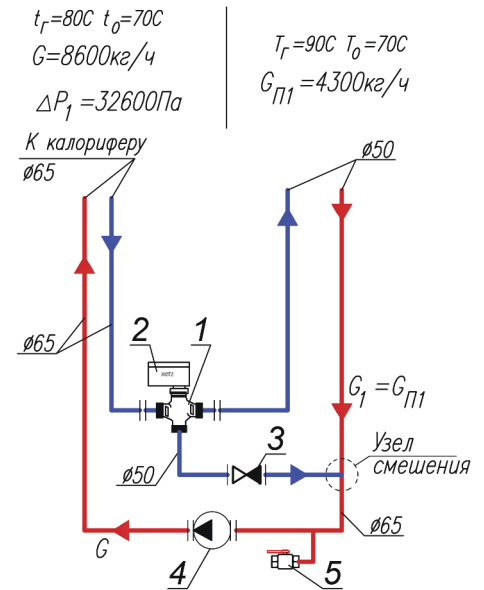
$$S_{ро} = \frac{0,1}{k_{vs}^2} = \frac{0,1}{16,0^2} = 3,91 \cdot 10^{-4}$$

Проверяем действительное значение модуля клапана

$$n_v = \frac{S_{номр}}{S_{ро}} = \frac{4,52 \cdot 10^{-4}}{3,91 \cdot 10^{-4}} = 1,16 < 1,5$$

**Рис. 5.** Схема узла регулирования П1 (РУ1)

1 – клапан трехходовой; 2 – электропривод; 3 – клапан обратный; 4 – насос смесительный; 5 – кран.



что соответствует диапазону для установки клапанов с линейной пропускной характеристикой.

4. Характеристика сопротивления РУ:

$$S_{ру} = S_{ро} + S_{номр} + S_{бн} = (3,91 + 4,52 + 1,21) \cdot 10^{-4} = 9,64 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2$$

Расчетный перепад давления на РУ:

$$\Delta P_{ру} = S_{ру} \cdot G^2 = 9,64 \cdot 10^{-4} \cdot 8600^2 \text{ Па} (71,3 \text{ кПа})$$

5. Смесительный насос надо подобрать на следующие расчетные параметры системы:

$$G_H = G = 8600 \text{ кг/ч (8,6 м}^3/\text{ч);}$$

$$P_H = \Delta P_{ру} = 71,3 \text{ кПа (7,2 м в.ст.).}$$



**Г.1.2. Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца**

Основное циркуляционное кольцо состоит из участков №1 и №2.

**Участок №1.**

1. Исходные данные:

- а) расчетный расход  $G_1 = 4300$  кг/ч;
- б) длина участка 42 м, диаметр  $d50$  мм.
- в) характеристика труб:  
 $S_{тр} = 1,3 \cdot l_{уч} \cdot S_{уд} = 1,3 \cdot 42 \cdot 0,068 \cdot 10^{-4} = 3,71 \cdot 10^{-4}$ .
- г) характеристика РО:  $S_{ро} = 3,91 \cdot 10^{-4}$ .

2. Характеристика сопротивления участка №1:

$$S_{уч.1} = S_{тр} + S_{ро} = (3,71 + 3,91) \cdot 10^{-4} = 7,62 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

3. Потеря давления на участке №1:

$$\Delta P_{уч.1} = S_{уч.1} \cdot G_1^2 = 7,62 \cdot 10^{-4} \cdot 4300^2 = 14090 \text{ Па}.$$

**Участок №2.**

4. Исходные данные:

- а) расчетный расход  $G_2 = 7230$  кг/ч;
- б) длина участка 100 м, диаметр  $d65$  мм.
- в) характеристика труб:  
 $S_{тр} = 1,3 \cdot l_{уч} \cdot S_{уд} = 1,3 \cdot 100 \cdot 0,0108 \cdot 10^{-4} = 1,41 \cdot 10^{-4}$ .

5. Характеристика сопротивления участка №2:

$$S_{уч.2} = S_{тр} = 1,41 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

6. Потеря давления на участке №2:

$$\Delta P_{уч.2} = S_{уч.2} \cdot G_2^2 = 1,41 \cdot 10^{-4} \cdot 7230^2 = 7370 \text{ Па}.$$

7. Потери давления основного кольца

$$\Sigma \Delta P_{уч} = \Delta P_{уч.1} + \Delta P_{уч.2} = 14090 + 7370 = 21460 \text{ Па (21,5 кПа)}.$$

8. Регулятор перепада давления (поз. 3 на рис. 4) необходимо настроить на задаваемый перепад давления  $\Delta P_{зад} = 22$  кПа.

**Г.2. Гидравлический расчет при совмещении методик удельных потерь и условной пропускной способности**

**Г.2.1. Подбор оборудования для узла регулирования**

Подбор оборудования выполним по методике, изложенной в разделе 3.5.2 [18, 19].

1. Исходные данные:

- а) расчетный расход для потребителя теплоты  $G = 8600$  кг/ч;
- б) потери давления потребителя состоят из потерь калорифера  $\Delta P_1 = 32600$  Па (32,6 кПа) и трубопроводов к нему  $d65$  мм длиной 8 м. Удельная потеря давления  $R = 75$  Па/м при  $G = 8600$  кг/ч и  $d65$  мм (табл. II.2 [11]).

$$\Delta P_{уч} = 1,3 \cdot l_{уч} \cdot R = 1,3 \cdot 8 \cdot 75 = 780 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{потр} = \Delta P_1 + \Delta P_{уч} = 32600 + 780 = 33380 \text{ Па (33,4 кПа)}.$$

в) потери давления в байпасе  $\Delta P_{бп}$  состоят из обратного клапана  $\Delta P_{ок}$  ( $k_{vs} = 30$  м<sup>3</sup>/ч, поз. 6, рис. 5) и трубопровода  $d50$  мм длиной 1 метр. Удельная потеря давления  $R = 390$  Па/м при  $G = 8600$  кг/ч и  $d50$  мм (табл. II.2 [11]).

$$\Delta P_{ок} = \left(\frac{G}{k_{vs}}\right)^2 = \left(\frac{8600}{30}\right)^2 = 8218 \text{ Па (8,3 кПа)};$$

$$\Delta P_{уч} = 1,3 \cdot l_{уч} \cdot R = 1,3 \cdot 1 \cdot 390 = 507 \text{ Па (0,51 кПа)};$$

$$\Delta P_{бп} = \Delta P_{ок} + \Delta P_{уч} = 8218 + 507 = 8725 \text{ Па (8,73 кПа)}.$$

2. Принимаем к установке трехходовой РО с линейной пропускной характеристикой. Задаем авторитетом клапана  $a_{vТРЕБ} = 0,5$ . Требуемый перепад давления  $\Delta P_{роТРЕБ}$  и  $k_{vsТРЕБ}$  для РО:

$$\Delta P_{роТРЕБ} = \frac{\Delta P_{потр} + \Delta P_{бп}}{\frac{1}{a_{vТРЕБ}} - 1} = \frac{33380 + 8725}{\frac{1}{0,5} - 1} = 42105 \text{ Па (42,1 кПа)}$$

$$k_{vsТРЕБ} = \frac{G}{\rho \sqrt{0,1 \cdot \Delta P_{роТРЕБ}}} \cdot 10^2 = \frac{8600}{978 \sqrt{0,1 \cdot 42105}} \cdot 10^2 = 13,6 \text{ м}^3/\text{ч}$$

3. Принимаем к установке клапан трехходовой с линейной пропускной характеристикой,  $d32$ ,  $k_{vs} = 16,0$  м<sup>3</sup>/ч. Потеря давления  $\Delta P_{ро}$

$$\Delta P_{ро} = 0,1 \left(\frac{G}{k_{vs}}\right)^2 = 0,1 \left(\frac{8600}{16,0}\right)^2 = 28890 \text{ Па (28,9 кПа)}.$$

Проверяем действительное значение авторитета клапана

$$a_v = \frac{\Delta P_{ро}}{\Delta P_{ро} + (\Delta P_{потр} + \Delta P_{бп})} = \frac{28890}{28890 + (33380 + 8725)} = 0,41 > 0,40,$$

что соответствует диапазону для установки клапанов с линейной пропускной характеристикой.

4. Расчетный перепад давления на РУ:

$$\Delta P_{ру} = \Delta P_{ро} + \Delta P_{потр} + \Delta P_{бп} = 28890 + 33380 + 8725 = 70995 \text{ Па (71,0 кПа)}.$$

5. Смесительный насос надо подобрать на следующие расчетные параметры системы:

$$G_n = G = 8600 \text{ кг/ч (8,6 м}^3/\text{ч)};$$

$$P_n = \Delta P_{ру} = 71,0 \text{ кПа (7,1 м в. ст.)}.$$

**Г.2.2. Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца**

Основное циркуляционное кольцо состоит из участков №1 и №2.

**Участок №1.**

1. Исходные данные:

- а) расчетный расход  $G_1 = 4300$  кг/ч;
- б) длина участка 42 м, диаметр  $d50$  мм,  $R = 112$  Па/м (табл. II.2 [11]).

2. Потери давления  $\Delta P_{уч.1}$  состоят из потерь давления  $\Delta P_{ро}$  и  $\Delta P_{тр}$ .

$$\Delta P_{ро} = 0,1 \left(\frac{G_1}{k_{vs}}\right)^2 = 0,1 \left(\frac{4300}{16,0}\right)^2 = 7223 \text{ Па (7,2 кПа)}$$

$$\Delta P_{тр} = 1,3 \cdot l_{уч} \cdot R = 1,3 \cdot 42 \cdot 112 = 6115 \text{ Па (6,2 кПа)}$$

$$\Delta P_{уч.1} = \Delta P_{ро} + \Delta P_{тр} = 7223 + 6115 = 13338 \text{ Па (13,4 кПа)}.$$

**Участок №2.**

3. Исходные данные:

- а) расчетный расход  $G_2 = 7230$  кг/ч;
- б) длина участка 100 м, диаметр  $d65$  мм,  $R = 56$  Па/м (табл. II.2 [11]).

4. Потеря давления на участке №2:

$$\Delta P_{уч.2} = 1,3 \cdot l_{уч} \cdot R = 1,3 \cdot 100 \cdot 56 = 7280 \text{ Па (7,3 кПа)}.$$

5. Потери давления основного кольца

$$\Sigma \Delta P_{уч} = \Delta P_{уч.1} + \Delta P_{уч.2} = 13338 + 7280 = 20618 \text{ Па (20,7 кПа)}.$$

6. Регулятор перепада давления (поз. 3 на рис. 4) необходимо настроить на задаваемый перепад давления  $\Delta P_{зад} = 21$  кПа.

Результаты расчетов в разделах «Г.1» и «Г.2» идентичны между собой, что показывает правомерность нового метода гидравлического расчета.

**Выводы**

1. В установившейся практике проектирования энергоэффективных систем тепло- и холодоснабжения совмещают две методики расчетов: метод удельной линейной потери давления и метод с применением пропускной способности и авторитета клапана как отношения потерь давления в клапане к потерям давления на регулируемом участке. Это не позволяет создать обобщающий программный продукт, поэтому при использовании современных электронных программ часть расчетов, связанных с тепловым пунктом (или хладоцентром) и регулируемым участком, приходится выполнять «вручную». Такой подход можно считать вынужденным в силу сложившихся обстоятельств.

2. Предлагается новая методика расчета энергоэффективных систем, основанная на единой физической модели с применением характеристики сопротивления для трубопроводов и клапанов. Выбор диаметра участка происходит по ориентировочной удельной характеристике сопротивления, клапаны также оцениваются характеристикой сопротивления клапана, вместо авторитета клапана, вместо авторитета применяется модуль клапана как отношение характеристик сопротивления пользователя и регулирующего клапана. Новая методика позволяет разработать обобщающий программный продукт для проектирования энергоэффективных систем тепло- и холодоснабжения.

3. Существующие методы наладки систем построены в основном на измерениях пе-

репадов температур в узловых точках системы при установившемся тепловом режиме. Существуют также корректные методы наладки с использованием характеристик сопротивления, но они практически не применяются из-за отсутствия исходных и проектных данных. Новый метод проектирования дает достаточный набор исходных данных для выполнения гидравлической наладки систем без подключения источника теплоты (или холода).

### Литература

1. Богословский В.Н., Сканава А.Н. Отопление: учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1991. – 735 с.
2. Андреевский А.К. Отопление: учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. – Минск: Высш. шк., 1982. – 415 с.
3. Проф. Ритшель. Паровое отопление высокого и низкого давления / Проф. Ритшель; пер. с немецкого И.Т. Юрьева и П.Н. Кашадакова. – М.: Типо-Литография «Русского Т-ва печатного и издательского дела», 1903. – 78 с.
4. Проектирование и подсчеты по устройству отопления и вентиляции в жилых домах и общественных зданиях Отто Випрехта / Отто Випрехт; пер. с немецкого Л.Я. Бершадского. – С.-Петербург: Издание К.Л. Рикера, 1903. – 105 с.
5. Аше Б.М. Отопление и вентиляция: т. I: Общие сведения. Системы отопления: учеб.

для вузов. – Л.-М.: Госстройиздат, 1934. – 720 с.

6. Лобаев Б.Н. Расчет трубопроводов систем водяного и парового отопления. – Киев: Госстройиздат УССР, 1956 – 123 с.

7. Каменев П.Н. [и др.] Отопление и вентиляция: Часть I: Отопление: учеб. для вузов / П.Н. Каменев, П.Ю. Гамбург, М.И. Киссин, В.П. Щеглов. – М.: Госстройиздат, 1956. – 344 с.

8. Максимов Г.А. Отопление и вентиляция: Часть I: Отопление: учеб. для вузов. – 3-е изд. Переработанное. – М.: Высш. шк., 1963. – 352 с.

9. Альтшуль А.Д. [и др.] Гидравлика и аэродинамика: учеб. для вузов / А.Д. Альтшуль, Л.С. Животовский, Л.П. Иванов. – М.: Стройиздат, 1987. – 413 с.

10. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

11. Внутренние санитарно-технические устройства (справочник проектировщика). В 3 ч. Ч. 1. Отопление / В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканава и др. Под ред. И.Г. Старовойрова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990. – 344 с.

12. Покотилов В.В. Системы водяного отопления. – Вена: фирма «Herz Armaturen», 2011. – 159 с.

13. Китиков В.О., Барановский И.В., Покотилов В.В. Основные направления повы-

шения энергоэффективности и комфорта зданий агрогородков // Энергоэффективность. – 2018. – №11. – С. 26–31.

14. ТКП 45-4.02-183-2009 (02250) Тепловые пункты. Правила проектирования. – Национальный правовой Интернет-портал Республики Беларусь, 19.09.2019, 8/34591.

15. Наладка средств автоматизации и автоматических систем регулирования: Справочное пособие / Клюев А.С., Лебедев А.Т., Клюев С.А., Товарнов А.Г.; Под ред. Клюева А.С. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 368 с.

16. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС / Благов Э.Е., Ивницкий Б.Я. – Москва: Энергоатомиздат, 1990. – 288 с.

17. Покотилов В.В. Гелиосистемы теплоснабжения и горячего водоснабжения жилых зданий. – Минск: ПРООН/ГЭФ, Департамент по энергоэффективности Госстандарта, 2014. – 30 с.

18. Покотилов В.В. Регулирующие клапаны автоматизированных систем тепло- и холодоснабжения. – Вена: фирма «Herz Armaturen», 2010. – 176 с.

19. Покотилов В.В. Регулирующие клапаны автоматизированных систем тепло- и холодоснабжения. – 2-е изд., перераб. и дополн. – Вена: фирма «Herz Armaturen», 2017. – 232 с. ■

Статья поступила в редакцию 26.08.2019

### Энергосмесь

## Ветроэнергетика сможет вырабатывать более трети мировой электроэнергии к 2040 году

Аудиторско-консалтинговая компания «большой четверки» KPMG подготовила доклад о «социально-экономических последствиях использования энергии ветра в контексте энергетического перехода».

При работе над ним авторы использовали данные Международного энергетического агентства (МЭА), Международного агентства по возобновляемым источникам энергии (IRENA) и Межправительственной группы экспертов по изменению климата (МГЭИК).

Ветроэнергетика обладает потенциалом производить к 2040 году 34% мировой электроэнергии, подсчитали эксперты KPMG (сегодня отрасль дает 4–5%). Это 14 тысяч тераватт-часов – больше, чем сегодня производят энергосистемы Китая, США и ЕС вместе взятые.

Для этого ежегодные инвестиции в отрасль должны вырасти с нынешних \$110 млрд в год до \$200 млрд.

К 2050 году ветроэнергетика может обеспечить 23% сокращения выбросов парниковых газов, необходимого для достижения климатических целей. В сценарии 2°C ветровая энергетика до 2050 года будет «убирать» из атмосферы 5,6 млрд тонн CO<sub>2</sub> в год. В деньгах это примерно \$386 млрд «социальной стоимости углерода».

Развитие ВИЭ (не только ветроэнергетики) к 2030 году обеспечит спасение 4 млн человеческих жизней (имеются в виду преждевременные смерти от загрязнения воздуха), а также снизит ежегодные экстерналии (негативные внешние социальные эффекты) на \$1–\$3,2 трлн в год.



В отчете также отмечается, что 40% населения мира страдают от нехватки воды, и ветроэнергетика к 2030 году поможет сэкономить 16 млрд куб. м воды в год – часть объема, который в настоящее время используется для производства энергии из ископаемого топлива.

К 2040 году число занятых в ветроэнергетике может вырасти до 3 млн с нынешних 1,1 млн. Это в основном квалифициро-

ванные местные рабочие места – очевидное социально-экономическое преимущество для регионов.

Экономика, в основе которой возобновляемые источники энергии, повысит благосостояние для каждого. Согласно докладу, прибавка ВВП в сценарии устойчивого развития может составить почти \$20 трлн, то есть \$2500 на одного жителя Земли. ■

Владимир Сидорович, rener.ru