МАКСИМУМ
ДЛЯ ТЕПЛОПУНКТА

20% ЭКОНОМИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

© LUNDA

МЕТОДИКА ПОДБОРА РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ TRV И РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ RDT

ТЕПЛОСИЛА
группа компаний

2017








ТЕПЛОСИЛА
группа компаний

МЕТОДИКА ПОДБОРА РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ TRV И РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ RDT

Методика предназначена для специалистов проектных институтов, монтажных, эксплуатирующих и теплоснабжающих организаций, а также для преподавателей и студентов строительных вузов и техникумов.

© LUNDA

Разработано заместителем директора по развитию ГК «Теплосила», Кандидатом технических наук, доцентом кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники Учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет» Сухоцким А.Б.

Замечания и предложения будут приняты с благодарностью.

Просим их направлять по электронной почте: teplo@teplo-sila.by

Перепечатка и копирование без разрешения ГК «Теплосила»,

а также использование приведённой информации без ссылок ЗАПРЕЩЕНЫ!

Подбор регулирующих клапанов и регуляторов давления

производства ГК «Теплосила» для водяных систем теплопотребления

Для подбора регулирующего клапана и регулятора давления для водяных систем теплопотребления необходимо определить диаметр условного прохода Dy, мм, и максимальную пропускную способность Kvs, $м^3$/ч, регулирующей арматуры. Для расчета этих параметров необходимо знать максимальный объемный расход воды через регулирующую арматуру G_{max}, $м^3$/ч. Если этот параметр неизвестен, то он определяется через проектную тепловую нагрузку системы Q, кВт

$$G_{max} = 0{,}86 \times Q / (T1 - T2), \quad (1)$$

где T1 – температура теплоносителя в подающем трубопроводе теплового пункта, °C;

T2 – температура теплоносителя в обратном трубопроводе теплового пункта, °C.

Диаметр условного прохода рассчитывается по формуле

$$Dy = 18{,}8 \times \sqrt{(G_{max} / V)}, \quad (2)$$

где V – скорость в выходном сечении регулирующей арматуры, м/с.

Скорость в выходном сечении выбирается из условия обеспечения малошумной работы регулирующей арматуры (шум от регулирующей арматуры на расстоянии 1 м менее 40 Дб) и отсутствия эрозивных процессов в затворе арматуры. Если нет ограничений по шуму от регулирующей арматуры (например, для ЦТП) принимаем V = 5 м/с, иначе, если есть ограничения по шуму (например, для ИТП многоквартирных домов), принимаем V = 3 м/с. (Следует понимать, что при выборе заниженной расчетной скорости (менее 1,5 м/с) получим завышенный диаметр условного прохода клапана и неоправданно увеличенную стоимость регулирующей арматуры). После определения расчетного диаметра условного прохода регулирующей арматуры из каталога ГК «Теплосила» выбираем клапан или регулятор с ближайшим **большим** диаметром условного прохода.

Расчетная максимальная пропускная способность регулирующей арматуры определяется по формуле

$$Kv = k_{зап1} G_{max} / \sqrt{\Delta P}, \quad (3)$$

где ΔP – расчетные потери давления на регулирующей арматуре при максимальном объемном расходе, бар;

$k_{зап1}$ – коэффициент запаса.

Для регулятора давления коэффициент ($k_{зап1}$ = 1,2) обеспечивает настройку регулирующего органа для расчетного режима в прикрытом положении, что позволяет при необходимости обеспечить расход воды через систему на 20% больше расчетного. Для регулирующего клапана ($k_{зап}$ = 1,0) запас по расходу

обеспечивается правильной настройкой перепада давления, поддерживаемого регулятором на регулируемом участке.

Потери давления на регулирующей арматуре выбирается из условия обеспечения качественного регулирования температуры воды для потребителя.

Для регулирующего клапана расчетные потери давления выбирают из условия обеспечения внешнего авторитета клапана больше 0,5:

– для закрытой системы ГВС и независимой системы теплопотребления равной потерям давления в теплообменнике с подводящими теплопроводами и арматурой;

– для открытой системы ГВС и зависимой системы теплопотребления равной потерям давления в соответствующей системе (в большинстве случаев можно принять ΔР = 0,4 бар).

Для регулятора перепада давления расчетные потери давления определяют из условия срабатывания избыточного располагаемого перепада давления на вводе в систему теплопотребления

$$\Delta P = \Delta P_{сист} - \Delta P_{ру} - \Delta P_{доп}, \quad (4)$$

где ΔРсист – располагаемый перепад давления на вводе в систему теплопотребления, бар;

ΔРру – перепад давления поддерживаемый регулятором на регулируемом участке (часть трубопровода с оборудованием, на которую оказывает влияние работа регулятора перепада давления), бар;

ΔРдоп – потери давления в трубопроводах, арматуре и оборудовании вне регулируемого участка системы теплопотребления, бар.

Необходимо отметить, что если располагаемый перепад давления на вводе в систему теплопотребления ΔРсист < 0,7 бар, то регулятор перепада давления устанавливать нецелесообразно. В этом случае необходимо согласовать с теплоснабжающей организацией возможность обеспечения более высокого располагаемого перепада давления на вводе в систему или отсутствие в ИТП регулятора перепада давления.

Для регулятора давления «после себя» и «до себя» расчетные потери давления ΔР выбирают исходя из решаемых задач. Как правило, регулятор давления «после себя» устанавливают на подающем трубопроводе открытой системы ГВС и зависимой системы теплопотребления для защиты оборудования и потребителя от предельного давления Рпред (как правило, более 6 атм). В этом случае

$$\Delta P = P1 - P_{пред}, \quad (5)$$

где Р1 – давление в подающем трубопроводе на вводе в систему теплопотребления, бар.

Как правило, регулятор давления «до себя» устанавливают на обратном трубопроводе открытой системы ГВС и зависимой системы теплопотребление многоквартирного дома для обеспечения в системе увеличенного давления Рув и защиты ее от завоздушивания. В этом случае

$$\Delta P = Р_{ув} - P2, \quad (6)$$

где Р2 – давление в обратном трубопроводе на вводе в систему теплопотребления, бар.

После определения расчетной максимальной пропускной способности Kv из каталога ГК «Теплосила» по ближайшему **меньшему** для регулирующих клапанов и **большему** для регуляторов давления значению условной пропускной способности Kvs выбирается регулирующая арматура.

Далее, необходимо посчитать, какой будет фактический перепад давления ΔРф, бар, на полностью открытой арматуре при выбранном значении условной пропускной способности Kvs:

$$\Delta Р_{ф} = (G_{max} / Kvs)^2. \quad (7)$$

Фактический перепад давления на арматуре необходимо знать для правильного подбора регулятора перепада давления, который всегда рассчитывается последним.

Перепад давления, поддерживаемый регулятором на регулируемом участке, определяется по формуле:

$$\Delta Р_{ру} = \Delta Р_{ф.рк} / k_{зап2} + \Delta Р_{ру1}, \quad (8)$$

где ΔРф.рк – фактические потери давления на полностью открытом регулирующем клапане, бар;

$k_{зап2}$ = 0,7 – коэффициент запаса регулирующего клапана, который обеспечивает настройку регулирующего органа для расчетного режима в прикрытом положении, что позволяет при необходимости обеспечить расход воды через систему на 20% больше расчетного;

ΔРру1 – потери давления в трубопроводах, арматуре и оборудовании, кроме регулирующего клапана, на регулируемом участке системы теплопотребления, бар.

Для регуляторов давления также необходимо определить допустимый перепад давлений ΔРпред, бар, на полностью открытом регуляторе по формуле

$$\Delta Р_{пред} = Z (Р_{вх} - Р_{нас}), \quad (9)$$

где Z – коэффициент начала кавитации, который указан для каждого регулятора в каталоге ГК «Теплосила»;

Рвх – давление теплоносителя перед регулятором, бар;

Рнас – давление насыщенных паров воды, принимаемое по таблице в зависимости от температуры воды перед регулятором, бар.

Таблица 1. **Определение давления насыщения в зависимости от температуры воды**

Температура воды, °С	**70**	**75**	**80**	**85**	**90**	**95**	**100**	**105**	**110**	**115**	**120**	**125**	**130**	**135**	**140**	**145**	**150**
Рнас, бар	–0,69	–0,61	–0,53	–0,42	–0,3	0,15	0,01	0,21	0,43	0,69	0,99	1,34	1,7	2,11	2,57	3,11	3,74

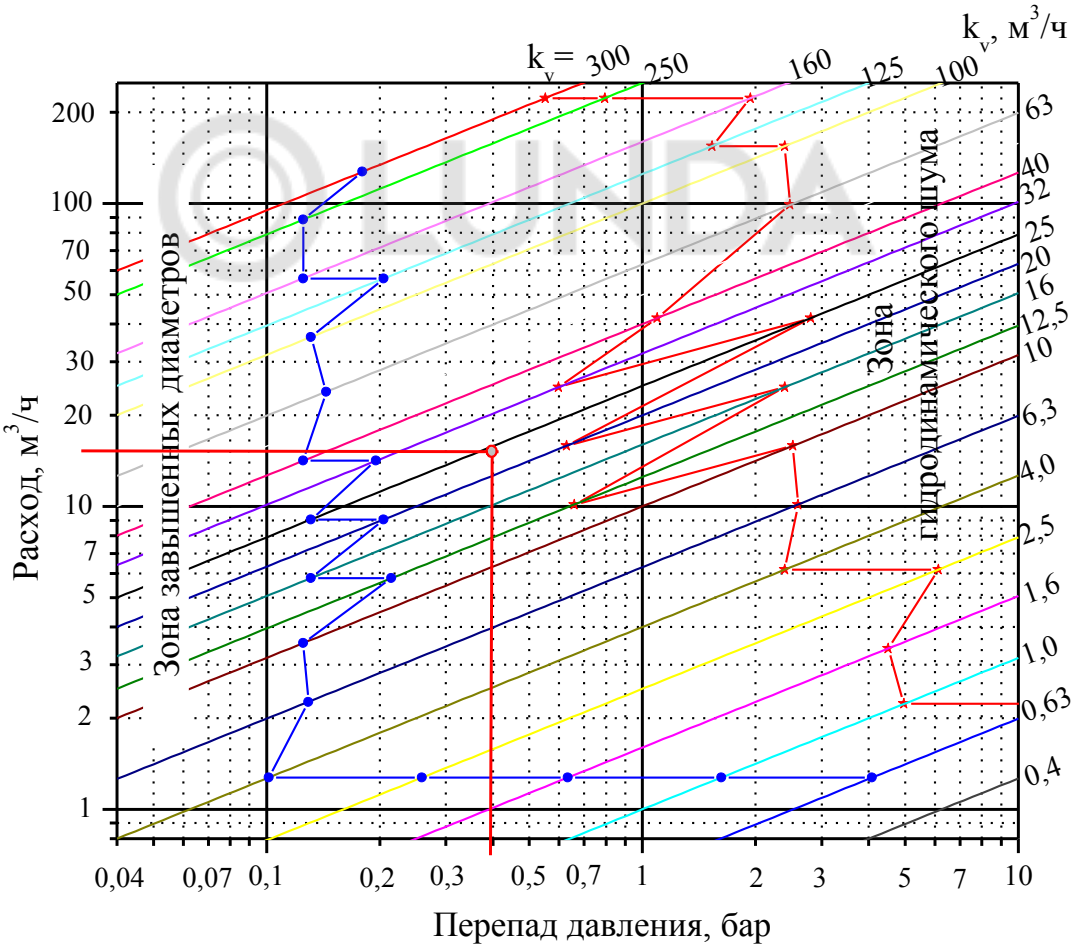
Регуляторы давления не должны работать при $\Delta P > \Delta P_{пред}$ из-за опасности возникновения кавитации в них, что приведет к быстрому износу регулирующего органа. Если в результате расчета получили $\Delta P > \Delta P_{пред}$, то следует рассмотреть возможность установки регулятора давления «до себя» на обратном трубопроводе для увеличения давления в системе или установки регулирующей арматуры на обратном трубопроводе в область более низких температур.

При установке регулятора перепада давления на подающем трубопроводе допустимый перепад давлений на полностью открытом регулирующем клапане определять не надо.

Выбор регулирующих клапанов и регуляторов давления прямого действия по номограмме.

Требуемую пропускную характеристику Kv, м³/ч, клапана, которая определяется в зависимости от требуемого расчётного расхода теплоносителя через клапан и от фактического перепада давлений на нём можно определить по номограмме оборудования ГК «Теплосила»

Номограмма регулирующих клапанов.



Пример. Необходимо подобрать двухходовой регулирующий клапан при расходе сетевого теплоносителя 15 м³/ч. Потери давления на полностью открытом регулирующем клапане принимаем согласно рекомендациям и эффективной области на номограмме ΔP = 0,4 бар. Находим на номограмме точку пересечения горизонтальной прямой от расхода 15 м³/ч с вертикальной линией от перепада давления 0,4 бар (см. номограмму). Принимаем ближайший k_v = 25 м³/ч. Из каталога ГК «Теплосила» определяем для k_v = 25 м³/ч диаметры 40, 50 и 65 мм. Проверяем на действительную скорость в клапане (3)

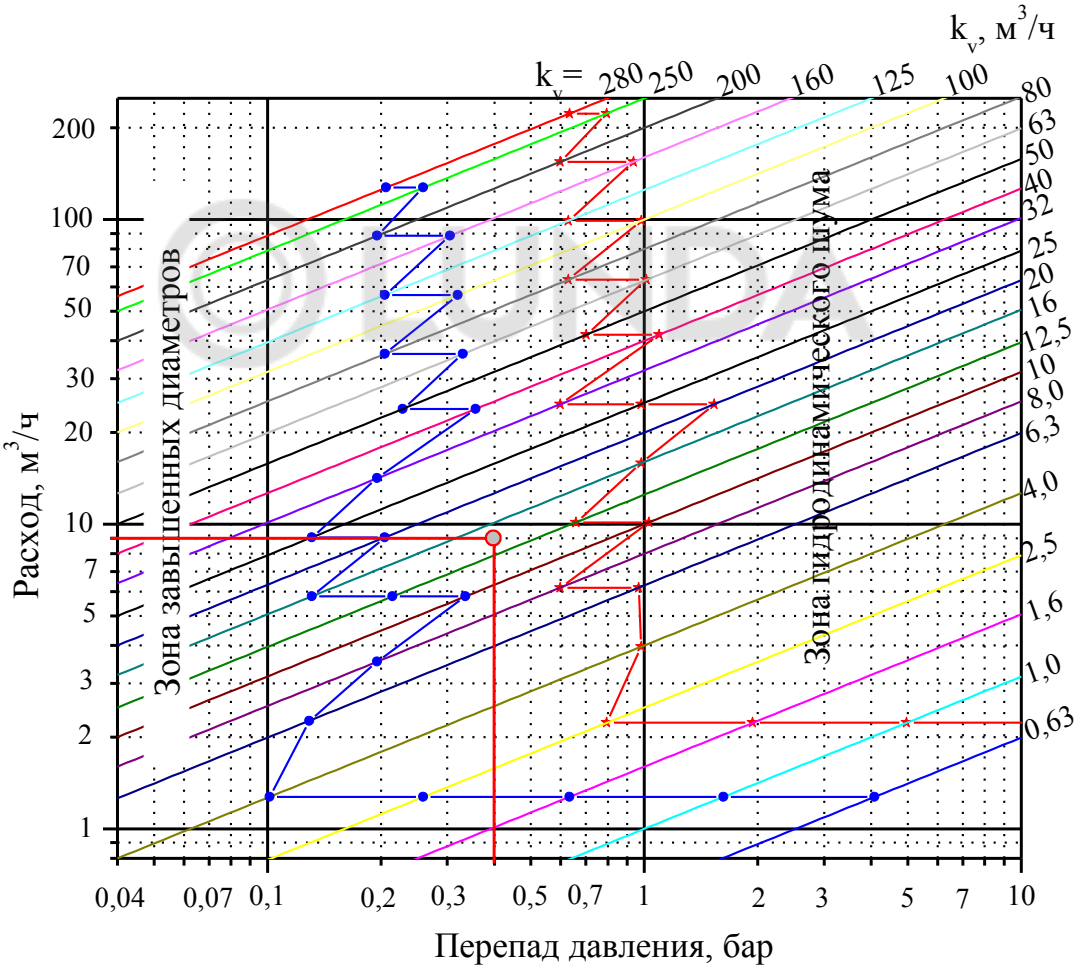
V = G×(18,8/Ду)² = 15×(18,8 / 40)² = 3,31 м/с.

V = G×(18,8/Ду)² = 15×(18,8 / 50)² = 2,12 м/с.

V = G×(18,8/Ду)² = 15×(18,8 / 65)² = 1,25 м/с.

Согласно рекомендациям принимаем второй вариант и выбираем TRV-50-25.1

Номограмма регуляторов давления.



Пример. Необходимо подобрать регулятор перепада давления при расходе сетевого теплоносителя 9 м³/ч. Перепад давления на полностью открытом регулятор перепада давления принимаем согласно рекомендациям и эффективной области на номограмме ΔP = 0,4 бар. Находим на номограмме точку пересечения горизонтальной прямой от расхода 9 м³/ч с вертикальной линией от перепада давления 0,4 бар (см. номограмму). Принимаем ближайший k_v = 16 м³/ч. Из каталога ГК «Теплосила» определяем для k_v = 16 м³/ч диаметры 32 и 40 мм. Проверяем на действительную скорость в клапане (3)

V = G×(18,8/Ду)² = 9×(18,8 / 32)² = 3,11 м/с.

V = G×(18,8/Ду)² = 9×(18,8 / 40)² = 1,99 м/с.

Согласно рекомендациям принимаем второй вариант и выбираем RDT-1.1-40-16.

Дано: ИТП жилого здания;

Независимое присоединение системы отопления (рис. 1);

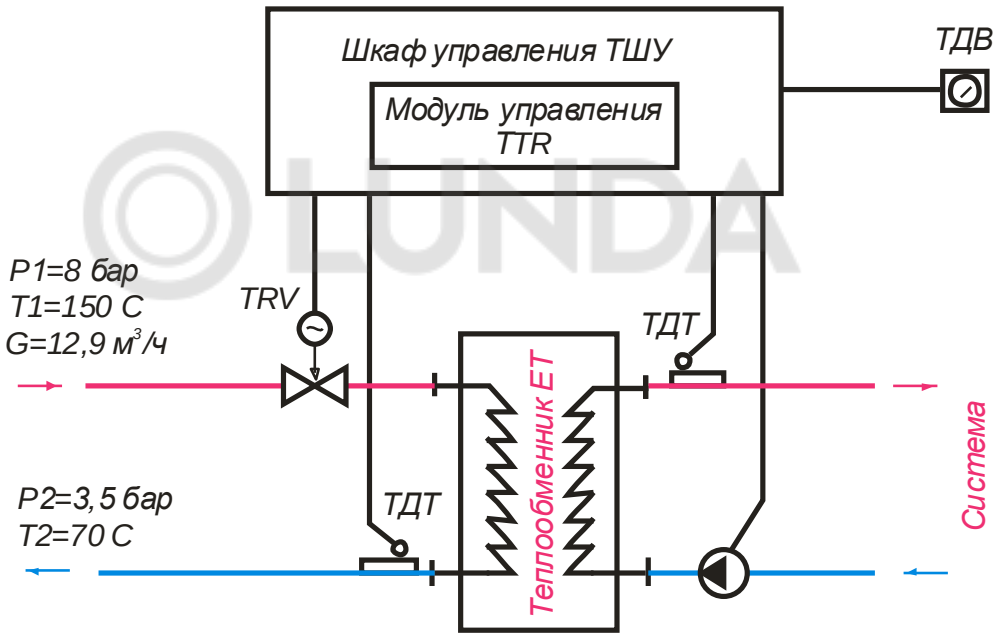


Рисунок 1

P1 = 8 бар – давление в подающем трубопроводе ИТП (после узла учёта тепловой энергии); P2 = 3,5 бар – давление в обратном трубопроводе ИТП (после узла учёта тепловой энергии); T1 = 150°C – температура в подающем трубопроводе ИТП; T2 =70°C – температура в обратном трубопроводе ИТП; Q = 1200 кВт – заданная тепловая нагрузка ИТП;

Необходимо: выполнить гидравлический расчёт внешнего контура ИТП, предусмотреть ограничение по максимальной температуре теплоносителя, возвращаемого в тепловую сеть.

Примечание:

В приведенном примере оборудование (регулирующий клапан, регулятор перепада давлений) устанавливается на подающем трубопроводе теплового пункта для наглядности проверки на кавитацию. В реально существующем проекте

(при независимом присоединении СО) целесообразнее поставить регулирующие элементы (регулирующий клапана и регулятор перепада давлений) на обратный трубопровод теплового пункта. При установке на обратном трубопроводе, помимо минимизации риска возникновения кавитации, увеличивается срок службы оборудования, за счет работы на более низких температурах.

Все величины давления в примерах ниже приведены в избыточных величинах.

Решение:

1. Рассчитываем требуемый расчётный расход теплоносителя G, м^3/ч, по внешнему контуру ИТП (1):

$$\mathbf{G_{max} = 0{,}86 \times Q/(T1 - T2),}$$

где Q – заданная тепловая нагрузка, кВт;

T1 – температура теплоносителя в подающем трубопроводе теплового пункта, °С;

T2 – температура теплоносителя в обратном трубопроводе теплового пункта, °С.

$$G_{max} = 0{,}86 \times 1200/ (150 - 70) = 12{,}9 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

2. Рассчитываем располагаемый напор ΔРитп, бар, на вводе в ИТП (после узла учёта тепловой энергии):

$$\mathbf{\Delta Ритп = P1 - P2,}$$

где P1 – давление в подающем трубопроводе на вводе в ИТП, бар;

P2 – давление в обратном трубопроводе на вводе в ИТП, бар;

$$\Delta Ритп = P1 - P2 = 8 - 3{,}5 = 4{,}5 \text{ бар}.$$

3. Подбираем теплообменный аппарат (в данном примере расчёт теплообменного аппарата не рассматривается, т.к. расчёт теплообменных аппаратов ГК Теплосила производиться в специализированной программе). Для данного, примера получили теплообменный аппарат (Тип ЕТ…) с потерями давления на теплообменном аппарате со стороны внешнего контура 0,2 бар (20 кПа).

4. Производим расчёт на определение минимального диаметра Dy, мм, регулирующего клапана, при которых будет допустимый уровень шума на данном клапане (2):

$$\mathbf{Dy = 18{,}8 \times \sqrt{(G / V)},}$$

где V – скорость в выходном сечении клапана, м/с;

G – требуемый расчётный расход теплоносителя, м^3/ч;

$$Dy = 18{,}8 \times \sqrt{(12{,}9 / 3)} = 38{,}98 \text{ мм}.$$

5. Определяем требуемую пропускную способность Kv клапана (3):

$$Kv = G/\sqrt{\Delta P_{то}},$$

где ΔРто – потери давления на теплообменном аппарате, бар (в этом случае внешний авторитет клапана будет больше 0,5).

$$Kv = 12,9 / \sqrt{0,2} = 28,85 \text{ м}^3/\text{ч}$$

По ближайшему большему диаметру и меньшей условной пропускной способности из каталога ГК «Теплосила» «Современное энергосберегающее оборудование для тепловых пунктов» по таблице 2.1 выбираем двухходовой регулирующий клапан:

тип TRV (DN = 40мм, Ру = 16 бар, Тмах = 150°С, Kvs = 25 м³/ч, исполнение TRV-40-25);

Таблица 2.1

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ, ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ	ЗНАЧЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ										
Условный диаметр, DN, мм	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Условная пропускная способность Kvs, м³/час	0,16 0,25 0,4 0,63 1,0 1,6 2,5 4,0	1,6 2,5 4,0 6,3	2,5 4,0 6,3 10	6,3 10 12,5 16	10 16 20 25	10 16 25 32 40	25 40 63	40 63 100	63 100 125 160	100 125 160 250	160 250 300
Коэффициент начала кавитации Z	0,6			0,55		0,5		0,45	0,4	0,35	0,3
Расходная характеристика	линейная составляющая										
Номинальное давление PN, бар (МПа)	16 (1,6)										
Протечка в затворе, % от Kvs, не более	0,01										
Ход штока, мм	10	16	20	22	25		32/25*	40/25*	50	60	
Тип присоединения	фланцевый										
Рабочая среда	вода, этиленгликоль, пропиленгликоль с температурой до 150 С°										
Материалы корпус	чугун										
крышка	сталь 20										
шток плунжер седло	нержавеющая сталь 40х13										
сменный блок уплотнения штока	направляющие – PTFE, прокладки – EPDM										
уплотнение в затворе	"металл по металлу"										

6. Определяем перепад давлений на полностью открытом клапане ΔРкл, бар, при заданном расчётном расходе (7):

$$\Delta Р_{ф.рк} = (G / Kvs)^2,$$

где Kvs – фактическая условная пропускная способность клапана, м³/ч.

$$\Delta Р_{ф.рк} = (12,9 / 25)^2 = 0,27 \text{ бар (см. рис.2);}$$

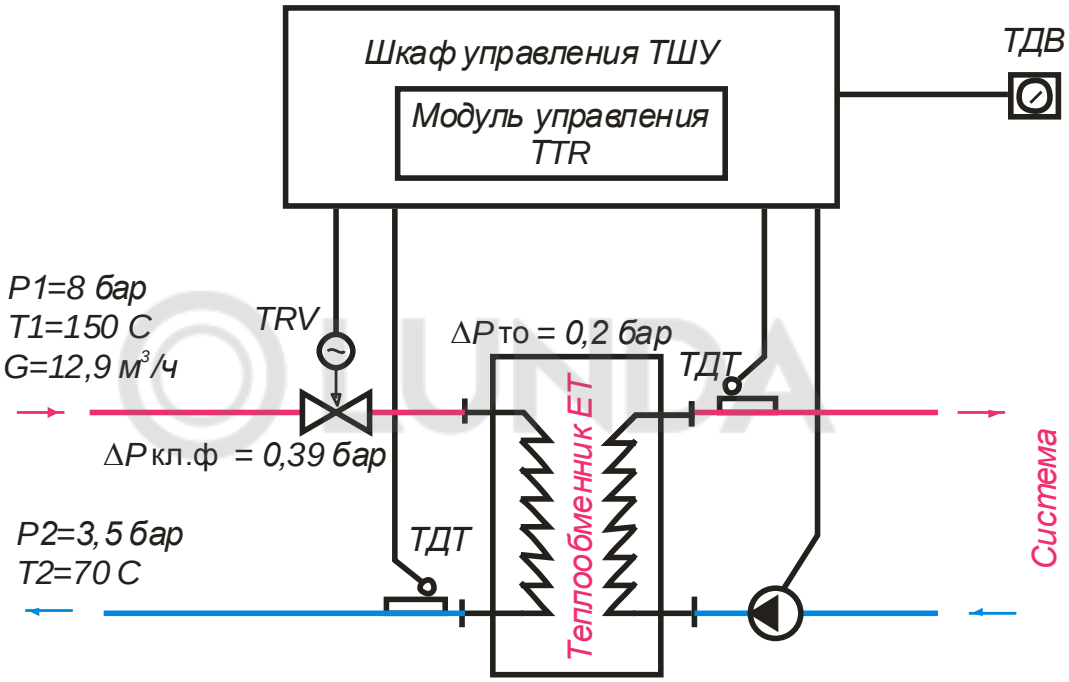


Рисунок 2

7. Определяем, исходя из определения, приведённого выше, регулируемый участок (8):

$$\Delta Р_{ру} = \Delta Р_{ф.рк} / k_{зап2} + \Delta Р_{то} = 0,27 / 0,7 + 0,2 = 0,59 \text{ бар;}$$

где $k_{зап2}$ = 0,7 – коэффициент запаса регулирующего клапана, который обеспечивает настройку регулирующего органа для расчетного режима в прикрытом положении ($\Delta Р_{кл.ф} = \Delta Р_{ф.рк} / k_{зап2}$ = 0,39 бар), что позволяет при необходимости обеспечить расход воды через систему на 20% больше расчетного.

Значение регулируемого участка необходимо для установки диапазона регулирования регулятора перепада давлений.

8. Далее определяем какое оставшееся значение перепада давлений ($\Delta Р_{ост}$) от располагаемого напора на вводе ($\Delta Р_{итп}$) необходимо ещё «срезать» на элементах внешнего контура ИТП:

$$\Delta Р_{ост1} = \Delta Р_{итп} – \Delta Р_{ру} = 4,5 – 0,59 = 3,91 \text{ бар.}$$

9. Исходя из рекомендаций данного пособия о применении автоматического регулятора давления при переменном расходе, вызванного работой регулирующего клапана, рассчитываем регулятор прямого действия перепада давлений.

10. Поскольку расчёт минимального диаметра клапана регулятора перепада давления прямого действия производится аналогично как для регулирующего клапана, то примем диаметр Dy = 40 мм.

11. Определяем максимальный перепад давлений ΔPпред, бар, который может на себе «погасить» регулятор перепада давлений по формуле (9) и значению Pнас при Tмах = 150°C, взятого из таблицы 1, и также значению Z, взятого из таблицы 2.1 каталога ГК Теплосила «Современное энергосберегающее оборудование для тепловых пунктов»:

$$\Delta P_{пред} = Z\,(P1 - P_{нас})$$

Z – коэффициент начала кавитации. Принимается по каталогу (см. ниже соответствующие разделы)

P1 – избыточное давление теплоносителя перед регулятором, бар;

Pнас – избыточное давление насыщенных паров воды в зависимости от её температуры T.

$$\Delta P_{пред1} = 0{,}55 \times (8 - 3{,}74) = 2{,}34 \text{ бар.}$$

Тогда минимальное давление за регулятором перепада давления (перед регулирующим клапанам):

$$P1'_{min} = P1 - \Delta P_{пред1} = 8 - 2{,}34 = 5{,}66 \text{ бар.}$$

Как видно, регулятор перепада давления не сможет «срезать» все оставшееся значение перепада давления от располагаемого на вводе ($\Delta P_{ост1} > \Delta P_{пред1}$) без возникновение кавитации в нем. Следовательно, для надежной работы гидравлической арматуры необходимо установить дополнительный регулятор прямого действия.

12. Определяем требуемую пропускную способность Kv регулятора (3)

$$\mathbf{Kv = k_{зап1}\ G/\ \sqrt{(0{,}5*\Delta P_{ост1})},}$$

$$Kv = 1{,}2 * 12{,}9/\ \sqrt{(0{,}5*3{,}91)} = 11{,}1 \text{ м}^3/\text{ч}$$

13. По ближайшему большему диаметру, больше условной пропускной способности и значению поддержания требуемого перепада давления из каталога ГК Теплосила «Современное энергосберегающее оборудование для тепловых пунктов» по таблице 3.1 выбираем моноблочный регулятор перепада давления серии RDT (DN = 40мм, Py = 16 бар, Tмах = 150°C, Kvs = 16 м³/ч, диапазон настройки 0,2-1,6 бар, исполнение RDT-1.1-40-16);

Таблица 3.1

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ, ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ	ЗНАЧЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ										
Условный диаметр DN, мм	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Условная пропускная способность Kvs, м³/час	0,63 1,0 1,6 2,5 4,0	4,0 6,3	6,3 8,0	10 12,5 16	16 20 25	20 25 32	40 50	63 80	100 125	160 200	250 280
Коэффициент начала кавитации, Z	0,6	0,6	0,6	0,55	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3
Температура рабочей среды Т, °С	+5... +150°С										
Условное давление PN, бар (МПа)	16 (1,6)										
Рабочая среда	вода, этиленгликоль, пропиленгликоль с температурой до 150 С°										
Тип присоединения	фланцевый										
Исполнения диапазона настройки регулятора, бар (МПа):											
1.1	0,2 - 1,6 (0,02 - 0,16) (оранжевая пружина)										
1.2	0,6 - 3,0 (0,06 - 0,30) (серая пружина)										
1.3	1,0 - 4,5 (0,10 - 0,45) (оранжевая пружина + серая пружина)										
2.1	0,7 - 3,5 (0,07 - 0,35) (красная пружина)										
2.2	2,0 - 6,5 (0,20 - 0,65) (желтая пружина)										
2.3	3,0 - 9,0 (0,30 - 0,90) (красная пружина + желтая пружина)										
Зона пропорциональности, % от верхнего предела настройки, не более	6										
Относительная протечка, % от Kvs, не более	0,05%										
Окружающая среда	воздух с температурой от +5°С до +50°С и влажностью 30-80%										
Материалы											
корпус	чугун										
крышка	сталь 20										
шток плунжер седло	нержавеющая сталь 40х13										
сменный блок уплотнения штока	направляющие-PTFE, прокладки-EPDM										
уплотнение в затворе	"металл по металлу"										
мембрана	EPDM на тканевой основе										

14. Определяем фактический перепад давлений на полностью открытом клапане при заданном расчётном расходе (2):

$$\Delta Р_{кл.\ рпд1} = (12,9 / 16)^2 = 0,65 \text{ бар};$$

15. Проверяем подбор регулирующего клапана с точки зрения отсутствия кавитации на нём по формуле (9), значению Рнас при Тмах = 150°С (таблицы 1) и значению Z, взятого из таблицы 1.1 каталога ГК Теплосила «Современное энергосберегающее оборудование для тепловых пунктов»:

$$\mathbf{\Delta Р_{пред\ кл.} = Z\ (P1'min - Р_{нас}),}$$

$$\Delta Р_{пред\ кл.} = 0,55 \times (5,66 - 3,74) = 0,94 \text{ бар}.$$

Сравниваем полученное значение со значением ΔРкл.ф:

0,94 > 0,27 – регулирующий клапан подобран корректно.

16. Определяем, какое оптимальное значение перепада давлений будет теряться в регуляторе перепада давления в среднем положении настройки регулирующего органа:

$$\Delta Р_{пр1} = 0,5 \times (\Delta Р_{пред1} + \Delta Р_{кл.\ рпд1}) = 0,5 \times (2,34 + 0,65) = 1,5 \text{ бар}.$$

Для того, чтобы регулятор перепада давлений работал качественно и без кавитации, необходимо, чтобы давление в обратном трубопроводе (в месте отбора импульса) было:

$$P2' = P1 – \Delta Pпр1 – \Delta Pру = 8 – 1,5 – 0,59 = 5,91 \text{ бар.}$$

Внимание: давления в точках отбора импульсов должны быть в обязательном порядке указаны в проекте – эти значения необходимы для службы, производящей пуско-наладочные работы ИТП (рис. 3).

17. Далее определяем, исходя из правила гидравлического расчёта, какое оставшееся значение перепада давлений (ΔРост) от располагаемого напора на вводе (ΔРитп) необходимо ещё «потерять» на элементах внешнего контура ИТП:

$$\Delta Pост2 = \Delta Pитп – \Delta Pпр1 – \Delta Pру = 4,5 – 1,5 – 0,59 = 2,41 \text{ бар.}$$

18. Исходя из условия безкавитационной работы гидравлической арматуры, рассчитываем регулятор прямого действия «До себя» (регулятор подпора).

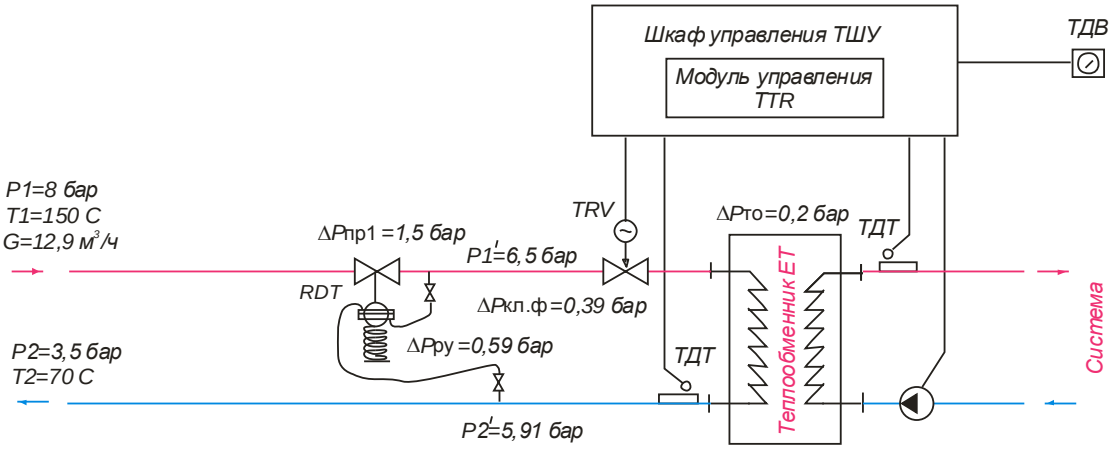


Рисунок 3

19. Определяем требуемую пропускную способность Kv клапана (3):

$$\mathbf{Kv = k_{зап1}\ G/\ \sqrt{\Delta Pост2},}$$

$$Kv = 1,2 * 12,9 / \sqrt{2,41} = 9,97 \text{ м}^3/\text{ч}$$

По ближайшему большему диаметру, большему значению пропускной способности и значению поддержания требуемого давления из каталога ГК Теплосила «Современное энергосберегающее оборудование для тепловых пунктов» по таблице 3.7 выбираем регулятор давления «До себя», тип RDT-S (DN = 40мм, Ру = 16 бар, Тмах = 150°С, Kvs = 16 м³/ч, диапазон настройки 1,0-4,5 бар исполнение RDT-S-1.3-40-16);

Таблица 3.7

НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ, ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ	ЗНАЧЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ										
Условный диаметр DN, мм	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Условная пропускная способность Kvs, м³/час	0,63 1,0 1,6 2,5 4,0	4,0 6,3	6,3 8,0	10 12,5 16	16 20 25	20 25 32	40 50	63 80	100 125	160 200	250 280
Коэффициент начала кавитации, Z	0,6	0,6	0,6	0,55	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3
Температура рабочей среды Т, °С	+5... +150°С										
Условное давление PN, бар (МПа)	16 (1,6)										
Рабочая среда	вода, этиленгликоль, пропиленгликоль с температурой до 150 С°										
Тип присоединения	фланцевый										
Исполнения диапазона настройки регулятора, бар (МПа): 1.1 1.2 1.3 2.1 2.2 2.3	 0,2 - 1,6 (0,02 - 0,16) (оранжевая пружина) 0,6 - 3,0 (0,06 - 0,30) (серая пружина) 1,0 - 4,5 (0,10 - 0,45) (оранжевая пружина + серая пружина) 0,7 - 3,5 (0,07 - 0,35) (красная пружина) 2,0 - 6,5 (0,20 - 0,65) (желтая пружина) 3,0 - 9,0 (0,30 - 0,90) (красная пружина + желтая пружина)										
Зона пропорциональности, % от верхнего предела настройки, не более	6										
Относительная протечка, % от Kvs, не более	0,05%										
Окружающая среда	воздух с температурой от +5°С до +50°С и влажностью 30-80%										
Материалы											
корпус	чугун										
крышка	сталь 20										
шток плунжер седло	нержавеющая сталь 40х13										
сменный блок уплотнения штока	направляющие-PTFE, прокладки-EPDM										
уплотнение в затворе	"металл по металлу"										
мембрана	EPDM на тканевой основе										

20. Определяем перепад давлений на полностью открытом регуляторе при заданном расчётном расходе (7):

$$\Delta Р_{кл.\ рпд2} = (12,9 / 16)^2 = 0,65 \text{ бар (см. рис. 4)};$$

21. Определяем максимальный перепад давлений, который может на себе «погасить» регулятор перепада давлений по формуле (9), значению Рнас при Тмах = 70°С (таблица 1) и значению Z, взятого из каталога ГК Теплосила «Современное энергосберегающее оборудование для тепловых пунктов» по таблице 2.7:

$$\Delta Р_{пред1} = 0,55 \times (6,03 - (-0,69)) = 3,7 \text{ бар}.$$

Данное значение сравниваем со значением ΔРост2: 3,7 > 2,41 – регулятор давления «До себя» может «срезать» оставшийся необходимый перепад давлений.

Гидравлический расчёт внешнего контура ИТП выполнен правильно.

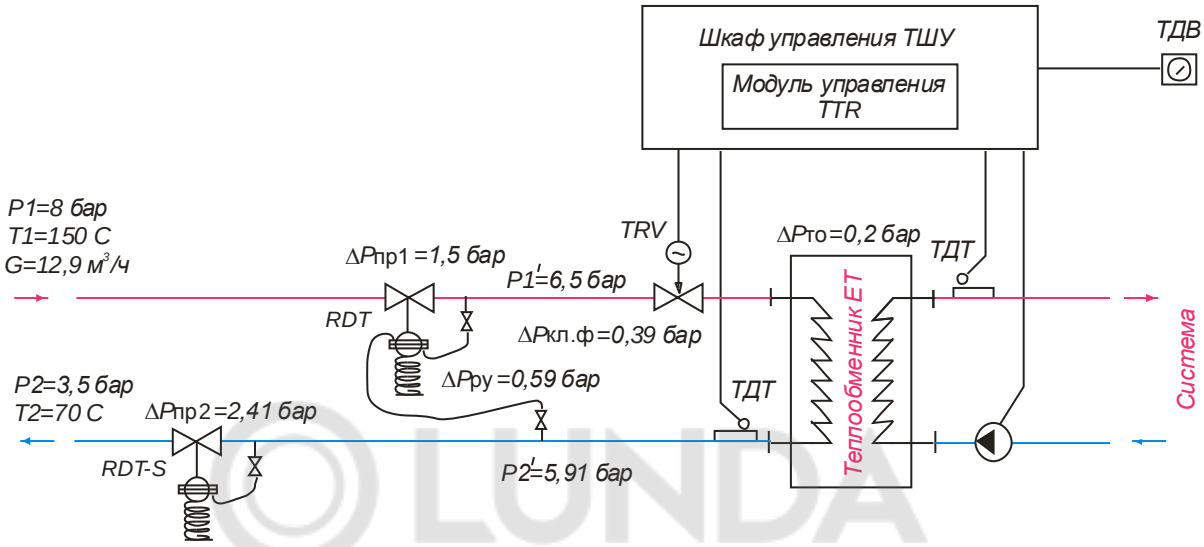


Рисунок 4

22. Условие ограничения максимальной температуры теплоносителя, возвращаемого в тепловую сеть, будет реализовано при установке датчика температуры на обратный трубопровод внешнего контура ИТП (см. рис. 4). Контроллеры TTR-0,1 входящие в ТШУ приоритетно будут ограничивать температуру теплоносителя, возвращаемого в тепловую сеть. При превышении температуры теплоносителя в обратном трубопроводе СО заданного значения контроллер начнёт понижать уставку температуры в подающем трубопроводе системы.

23. Кроме того, необходимо подобрать электрический привод, к рассчитанному регулирующему клапану TRV (DN = 40мм, Ру = 16 бар, Тмах = 150°С, Kvs = 25 м³/ч, TRV-40-25-X3);
Выбор электрического привода производится по нескольким параметрам: тип управляющего сигнала, напряжение питания, максимальный перепад давлений, который может закрыть электрический привод, скорость перемещения штока (таблица 2.2 каталога ГК Теплосила «Современное энергосберегающее оборудование для тепловых пунктов»).

Таблица 2.2

Обозначение привода (N° схемы подключения)	Маркировка типа привода	Максимально допустимый перепад давления на клапане, преодолеваемый приводом, бар, не более: Условный диаметр, DN, мм: 15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	Напряжение питания: 230 VAC	24 VAC	Усилие привода, Н	Скорость, сек/мм (мм/мин)	Управление*: 3-х поз.	4-20 mA (2-10 V)	Наличие датчика положения 4-20 mA	Потребляемая мощность, W
"ЗАВОД ТЕПЛОСИЛА"																				
TSL -1600-25-1-230-IP67	101	16	16	16	16	16	16	-	-	-	-	-	+	-	1600	2,4 (25) 4 (15) 6 (10) 8 (7,5)	230 VAC			10
"REGADA"																				
ST mini 472.0-ODFAG/00 (Z287)	1	16	16	16	10	8	8	-	-	-	-	-	+	-	1000	6 (10)	230 VAC	-	-	2,75
ST mini 472.0-OTFAG/00 (Z287)	2	16	16	16	10	8	8	-	-	-	-	-	+	-	1000	2 (30)		-	-	2,75
ST 0 490.0-OPVAP/00 (Z20+Z21)	5	-	-	-	-	16	16	16	16	16	-	-	+	-	2500	3,75 (16)		-	-	2,75
ST 0.1 498.1-OIIAF/00 (Z33+Z21)	9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	10	-	+	-	4000	2,4 (25)		-	-	15
ST 1 491.1-O7KAE/00 (Z1a+Z11a)	13	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	10	+	-	5000	1,5 (40)		-	-	15

© LUNDA

В нашем примере, мы выбрали привод TSL-1600-25-1-230-IP67 (исполнение 101), скорость перемещения штока 7,5 мм/мин. Так как контроллер TTR-01 имеет импульсный сигнал управления электрическим приводом; по скорости перемещения штока – медленный, так как в примере рассмотрен контур системы отопления. Перепад давлений, который может закрыть электрический привод 16 бар, что значительно больше требуемого перепада давлений 0,27 бар. Конечное исполнение регулирующего клапана с электрическим приводом: TRV-40-25-101.

24. В большинстве случаев ИТП или ЦТП имеет более одного контура (два и более). Правило гидравлического расчёта остаётся неизменным: необходимо в динамическом режиме при 100% требуемом расходе теплоносителя каждой системы теплопотребления потерять на всех элементах каждого внешнего контура теплового пункта весь располагаемый напор (ΔРитп = Р1 – Р2). Рассмотрим схему на рис. 5:

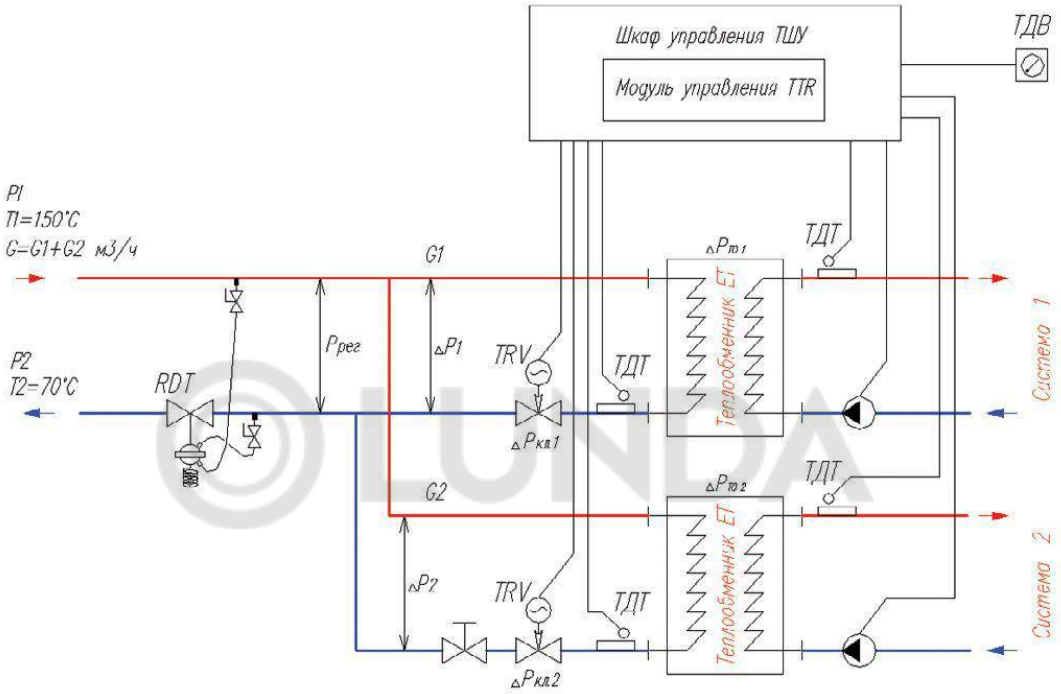


Рисунок 5

На данной схеме стоит общий регулятор прямого действия перепада давлений, который поддерживает постоянный перепад давлений (ΔРрег), «гасит» за счёт настройки требуемого перепада давлений (затяга пружины) излишний располагаемый напор, а также ограничивает максимальный расход теплоносителя. Клапан регулятор перепада давления рассчитывается на суммарный расход двух систем теплопотребления: G = G1 + G2 (м³⁄ч).

При этом системы ГВС и отоиления, как правило, отличаются по нагрузкам, рассчитанные теплообменные аппараты имеет разные сопротивления, соответственно отличаться будут и регулирующие клапаны, а точнее, перепады давления на этих клапанах. Для того, чтобы правильно выполнить гидравлический расчёт и увязать контуры систем теплопотребления между собой: необходимо, чтобы перепады давлений этих контуров были равны между собой ΔРрег = ΔР1 = ΔР2 (бар). Для этой цели многие проектировщики ставят ручной балансировочный клапан на внешний контур системы теплопотребления с меньшим перепадом давления. Перепад давления на балансировочном клапане будет соответствовать разнице перепадов давлений внешних контуров систем теплопотребления ΔРбк = ΔР1 – ΔР2 (бар). При такой схеме, выбирая перепад давления на регулирующем клапане, необходимо учитывать и перепад давлений

на балансировочном клапане. Регулируемый участок первого и второго контуров находиться в зоне установки импульсных трубок. Соответственно, получаем: ΔРкл ≥ (ΔРто + ΔРбк).

Как правило, при установке балансировочного клапана, такое соотношение редко выдерживается. Связано это с изменением перепада давлений на регулирующем клапане из-за изменения расхода теплоносителя через балансировочный клапан. При уменьшении расхода в два раза, перепад давлений на балансировочном клапане меняется в 4 раза и перераспределяется на регулирующий клапан – расходная характеристика регулирующего клапана постоянно меняется. Поддержание требуемого параметра (температуры в подающем трубопроводе системы теплопотребления) резко ухудшается, увеличивается электрическое потребление на работу электрического привода регулирующего клапана.

Следует также добавить, что при общем регуляторе перепада давлений необходимо выполнить проверку клапана регулятора на значение минимальной скорости в выходном сечении клапана при расходе, соответствующему наименьшей нагрузке одной из систем теплопотребления; а проверку на значение максимальной скорости следует проводить на суммарный расход всех систем теплопотребления.

$$V = G \times (18{,}8 / DN)^2,$$

где V – скорость в выходном сечении клапана, м/с;

G – требуемый расчётный расход теплоносителя, м³/ч;

DN – условный диаметр (проход) клапана, мм.

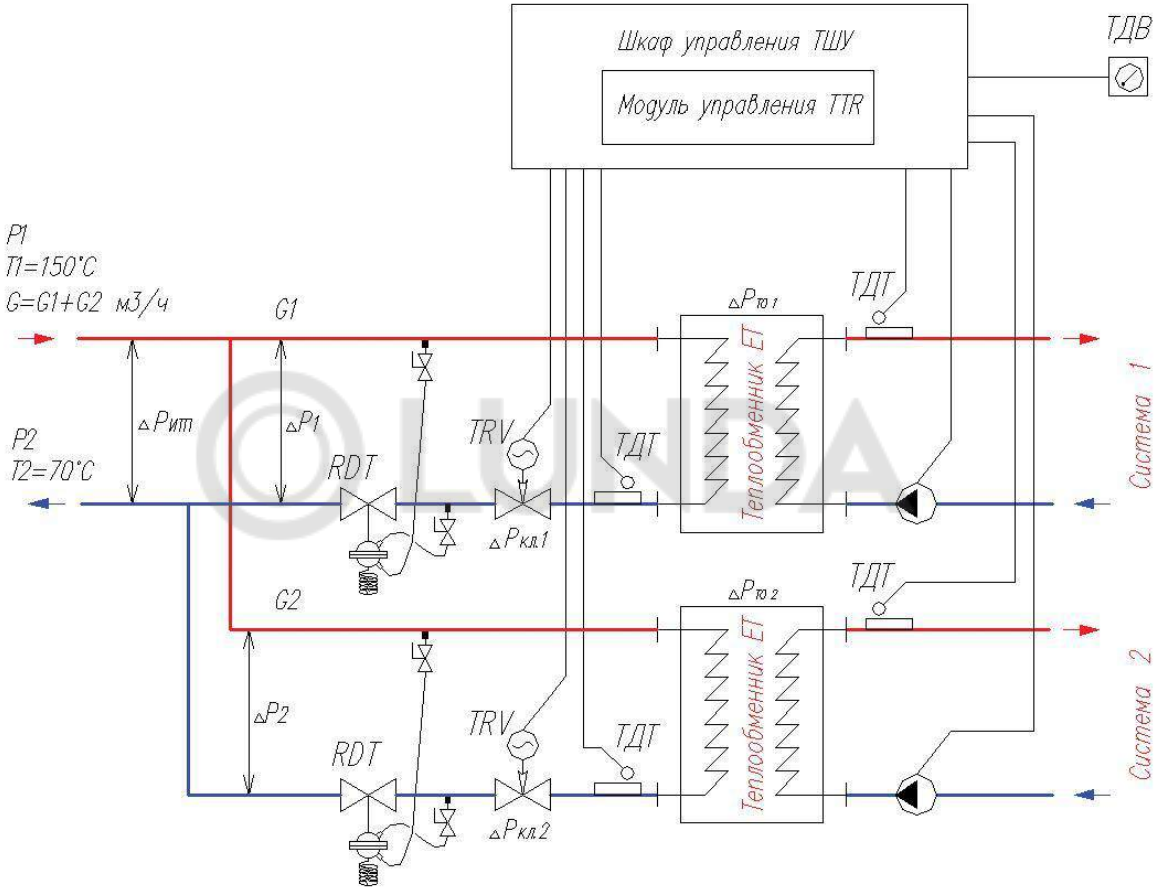
Очень часто при запуске систем теплопотребления нового здания системы вводят поэтапно. Кроме того, в тех зданиях, где установлена система вентиляции эту систему на ночь выключают. Соответственно значительно уменьшается при этом суммарный расход систем теплопотребления, проходящий через клапан регулятора перепада давлений, что может перевести работу регулятора перепада давлений в двухпозиционный режим (наблюдается хлопающий эффект работы клапана регулятора давления) – значение скорости в выходном сечении клапана становиться меньше 1,5 м/с.

Гораздо проще с точки зрения гидравлического расчёта (правильного и простого подбора регулирующего клапана системы теплопотребления и регулятора прямого действия перепада давлений), а также чёткого поддержания требуемых параметров регулирования в каждом контуре поставить свой регулятор перепада давления (рис.6).

В этом случае правило гидравлического расчёта также остаётся неизменным: необходимо в динамическом режиме при 100% требуемом расходе теплоносителя каждой системы теплопотребления потерять на всех элементах каждого внешнего контура теплового пункта весь располагаемый напор. При этом: ΔРитп = ΔР1 – ΔР2. Регуляторы прямого действия перепада давлений, установленные на каждой отдельной системе теплопотребления, поддерживают требуемые перепады давлений (ΔР1 и ΔР2) соответственно; «гасят» за счёт

настройки требуемых перепадов давлений (затяга пружины) излишний располагаемый напор, а также ограничивают максимальные расходы теплоносителя.

Рисунок 6



ГРУППА КОМПАНИЙ «ТЕПЛОСИЛА»

БЕЛАРУСЬ

Беларусь, Минск, Логойский тракт, 22 А,
корп. 2, офис 906
Тел./факс: +375 17 396 89 16 (18)
Тел.моб: + 375 29 187 25 27, + 375 33 697 25 27
e-mail: teplo@teplo-sila.by
сайт: www.teplo-sila.by

РОССИЯ

Российская федерация, Московская область, г.
Химки, ул. Московская, 14, ТОЦ “АТАК”, офіс 342
Тел.моб: + 7 (495) 792 11 05
e-mail: marketing@teplo-sila.com
сайт: www.teplo-sila.by