

Применение регуляторов перепада давления в тепловых пунктах

Достаточно часто встречаются объекты, где на вводе в индивидуальном тепловом пункте (далее ИТП) установлен один общий регулятор перепада давления на несколько греющих контуров. Гораздо проще с точки зрения гидравлического расчёта (правильного и простого подбора регулирующего клапана системы теплоснабжения и регулятора перепада давления), а также чёткого поддержания требуемых параметров регулирования в каждом контуре и поэтапного ввода внешних контуров систем теплоснабжения теплового пункта, поставить отдельный регулятор перепада давления на каждый контур. Давайте более детально рассмотрим необходимость применения регуляторов перепада давления.

Регуляторы перепада давления позволяют:

- ограничить максимальный расход теплоносителя греющего контура;
- обеспечить постоянный перепад давления на регулирующем клапане с электрическим приводом;
- в зависимости от того, где установлен регулятор перепада давления (на подающем или обратном трубопроводе), выполнять функцию регулятора давления «после себя» (при установке на подающем трубопроводе) или функцию регулятора давления «до себя» (при установке на обратном трубопроводе).

В большинстве случаев ИТП имеет более одного контура. На практике, как правило, в целях упрощения схемы применяют один общий регулятор перепада давления. В качестве примера рассмотрим принципиальную схему ИТП, приведенную на рисунке 1:

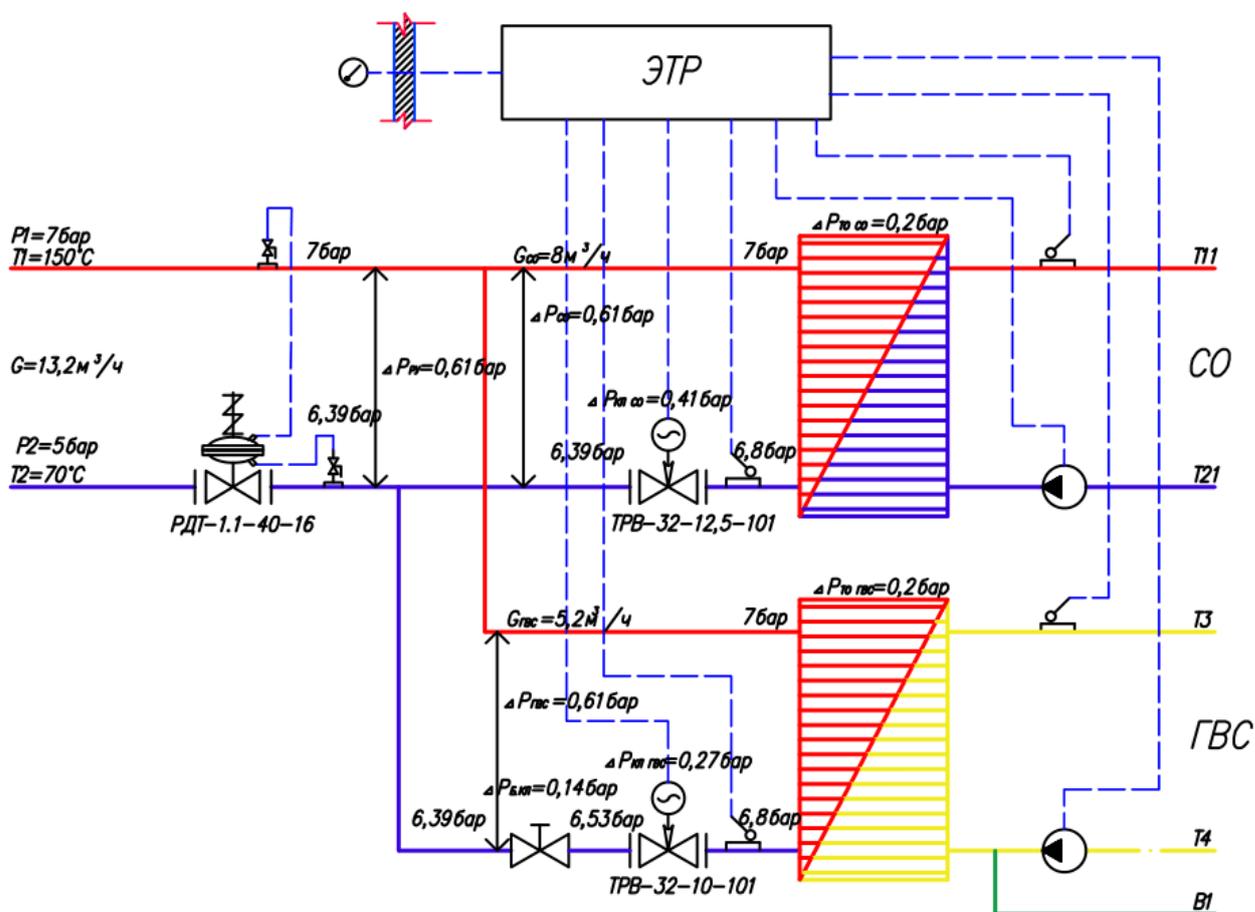


Рис. 1

На данной принципиальной схеме стоит общий регулятор перепада давления РДТ-1.1-40-16, который поддерживает постоянный перепад давления на регулируемом участке ($\Delta P_{ру} = 0,61 \text{ бар}$), нивелирует за счёт настройки требуемого перепада давления (затяга пружины на регуляторе перепада давления) излишний располагаемый напор, а также ограничивает максимальный расход теплоносителя. Клапан регулятора перепада давления рассчитывается на суммарный расход двух систем теплоснабжения (системы отопления и системы горячего водоснабжения): $G = G_{со} + G_{гвс} = 8 + 5,2 = 13,2 \text{ м}^3/\text{ч}$. Располагаемый напор на вводе в ИТП: $\Delta P = P_1 - P_2 = 7 - 5 = 2 \text{ бар}$. Контуры систем теплоснабжения гидравлически увязаны между собой с помощью ручного балансировочного клапана, установленного на внешнем контуре системы горячего водоснабжения. Перепад давления на балансировочном клапане будет соответствовать разнице перепадов давления внешних контуров систем теплоснабжения. В нашем примере, это $\Delta P_{б.кл} = \Delta P_{со} - \Delta P_{гвс} = 0,61 - 0,47 = 0,14 \text{ бар}$.

Проверим подобранный регулирующий клапан на авторитет. Необходимо, чтобы выполнялось следующее условие:

$$\Delta P_{кл} \geq 0,5 \Delta P_{ру}, \text{ где:}$$

$\Delta P_{кл}$ – перепад давления на клапане, бар;

$\Delta P_{ру}$ – перепад давления на регулируемом участке, бар.

Регулируемый участок системы – часть трубопроводной сети с теплоиспользующей установкой, где расположен клапан, между точками со стабилизированным перепадом давления или при его колебаниях в пределах $\pm 10\%$.

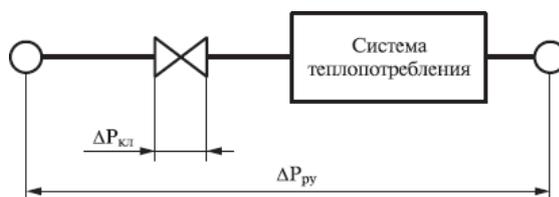


Рис.2

В нашем случае регулируемый участок является участок трубопровода между точками подключения импульсных трубок регулятора перепада давления.

$$\Delta P_{кл} \geq 0,5(\Delta P_{кл} + \Delta P_{то} + \Delta P_{б.кл});$$

Подставляем значения и получаем следующее неравенство: $0,27 < 0,5(0,27 + 0,2 + 0,14)$;

$0,27 < 0,305$ – условие по авторитету клапана не выполняется.

В этом случае качество поддержания требуемого параметра (температуры системы теплоснабжения) снижается, а также увеличивается электрическое потребление, вызванное постоянной работой электрического привода регулирующего клапана. Связано это с изменением перепада давлений на регулирующем клапане из-за изменения расхода теплоносителя через балансировочный клапан. Срок службы регулирующего клапана становится меньше, оплата жильцами потребляемой электрической энергии на ИТП становится выше на 6-9%.

Следует также выполнить проверку клапана регулятора перепада давления на значение минимальной скорости в выходном сечении клапана в летний период, когда отсутствует нагрузка на систему отопления, по следующей формуле:

$$V = G \times ((18,8)/D_y)^2, \text{ где:}$$

V – скорость в выходном сечении клапана, м/с;
 G - требуемый расчётный расход теплоносителя, м³/ч;
 $Dу$ - условный диаметр (проход) клапана, мм;

$$V=5,2(18,8/40)^2=1,15\text{ м/с};$$

Максимальная и минимальная скорость в выходном сечении клапана в ИТП должна находиться в пределах 1,5...3,5 м/с. Минимальные значения скоростей ограничены косвенно малыми перепадами, при которых наблюдается хлопающий эффект работы клапана, что в свою очередь приводит к некачественному поддержанию требуемых параметров температур в системах теплоснабжения. Максимальные значения скоростей ограничены шумом (40 -45 Дб в метре на одном регулирующем элементе), производящим движением штока клапана.

В нашем случае скорость меньше 1,5 м/с, что приведет к характеру хлопающей работы клапана регулятора перепада давления при минимальных расходах. Если же клапан регулятора перепада давления заменить на клапан с меньшим диаметром ($Dу=32\text{ мм}$), то в отопительный сезон в пиковых нагрузках скорость в выходном сечении клапана будет больше 3,5 м/с, что приведет к повышенному шуму, а также к эрозийному «выеданию» движущихся компонентов клапана при больших скоростях движения теплоносителя внутри клапана.

Гораздо правильнее с точки зрения гидравлического расчёта, а также чёткого поддержания требуемых параметров (температур) регулирования в каждом контуре и поэтапного ввода внешних контуров систем теплоснабжения теплового пункта поставить отдельный регулятор перепада давления на каждый контур (рис.3).

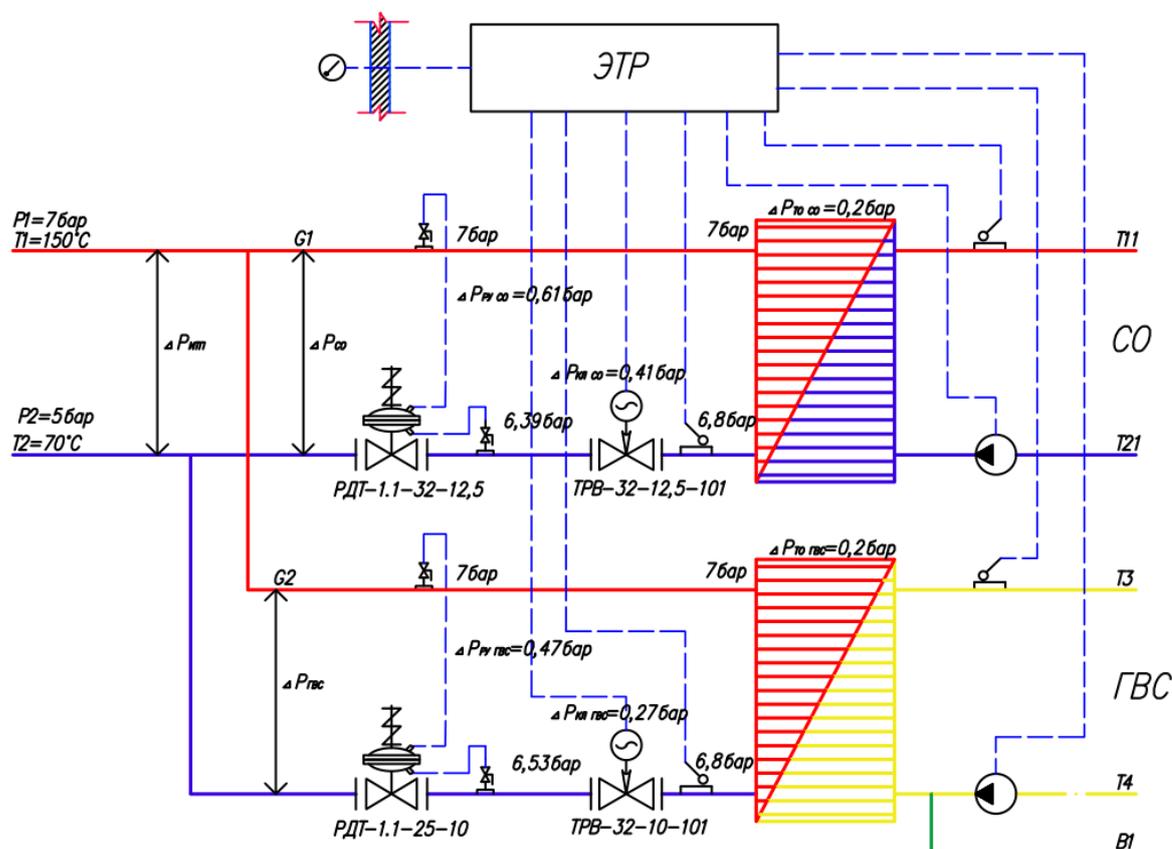


Рис.3

В этом случае регуляторы перепада давления, установленные на каждой отдельной системе теплоснабжения, поддерживают требуемые перепады давления (ΔP_{CO} и $\Delta P_{ГВС}$) соответственно; нивелируют за счёт настройки требуемых перепадов давлений (затяга пружины) излишний располагаемый напор, а также ограничивают максимальные расходы теплоносителя.

Проверяем подобранные регуляторы перепада давления на наличие кавитации. Для этого определим максимальный перепад давления, который может на себе «погасить» регулятор перепада давления по формуле:

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

$\Delta P_{пред}$ – предельно допустимый перепад давлений, бар;

Z - коэффициент начала кавитации. Принимается по каталогу

P1 – избыточное давление теплоносителя перед клапаном, бар;

$P_{нас}$ – избыточное давление насыщенных паров воды в зависимости от её температуры T (при T теплоносителя в 70°C $P_{нас} = -0,69$ бар).

$$\Delta P_{пред\ CO} = 0,55(7 - (-0,69)) = 4,23 \text{ бар;}$$

$$\Delta P_{пред\ ГВС} = 0,6(7 - (-0,69)) = 4,61 \text{ бар;}$$

Проверяем значение максимального перепада на схемном решении, перепад давления до клапанов регуляторов перепада давления и после них:

- для РДТ-1,1-32-12,5: $6,39 - 5 = 1,39$ бар, что меньше, чем $\Delta P_{пред\ CO} = 4,23$ бар, следовательно, кавитация будет отсутствовать;

- для РДТ-1,1-25-10: $6,53 - 5 = 1,53$ бар, что меньше, чем $\Delta P_{пред\ ГВС} = 4,61$ бар, следовательно, кавитация также будет отсутствовать;

Определим скорости в выходном сечении клапанов:

$$V_{CO} = 8(18,8/32)^2 = 2,76 \text{ м/с;}$$

$$V_{ГВС} = 5,2(18,8/25)^2 = 2,94 \text{ м/с;}$$

Скорости в выходных сечениях подобранных клапанов находятся в пределах 1,5...3,5 м/с, следовательно, подбор выполнен верно.

Выполним проверку на внешний авторитет клапана:

$$\Delta P_{кл} \geq 0,5 \Delta P_{ру};$$

- для клапана CO: $0,41 > 0,5 * 0,61 = 0,305$ - условие выполняется;

- для клапана ГВС: $0,27 > 0,5 * 0,47 = 0,235$ - условие выполняется;

Подобранные клапаны регуляторов перепада давления соответствуют всем требованиям, следовательно, подобраны правильно, что гарантирует хорошую работоспособность, долговечность, высокое поддержание требуемых параметров

температур теплового пункта, а также ограничения максимальных расходов теплоносителя греющих контуров ИТП.

При возникновении вопросов к материалу данной статьи, мы всегда рады ответить на них, задавайте и присылайте на наш электронный адрес: zaa@enco-sz.ru.

Применяйте наш опыт в ваших проектах!

С уважением, ведущие инженеры ГК «ЭНКО» Кулеша В.С, Зиновьев А.А.