

Воздухонагреватели СКВ (СВ) и замерзание воды в них: ахиллесова пята систем...

*«Ничто не может быть практичнее хорошей теории»
(Кто-то из мудрых)*

За окном осень, скоро заморозки, и сейчас как никогда актуальна тема, связанная с нагреванием воздуха в СКВ и СВ, при неодинаковом, а иногда и противоречивом подходе к ней проектировщиков, наладчиков, а также пишущих специалистов и ученых. Наиболее ярким подтверждением такой актуальности являются, к сожалению, пока еще многочисленные случаи аварий – замерзания воды и разрыва трубок теплообменников, многолетняя действительно ахиллесова пята наших систем.

На протяжении 4-х десятилетий автор этой статьи многократно наблюдал эту проблему во многих компаниях, как малых, так и больших..., но «воз и ныне там». Общациональные ежегодные масштабы этой беды можно оценить в млрд. руб. ежегодно, если перемножить число таких теплообменников – сотни тысяч на ущерб при такой аварии – 5 - 20 тыс. руб. и на вероятность аварий в конкретный год – 0,2 - 0,5.

Явление замерзания воды

Явление замерзания воды тесно связано с подбором аппарата и, соответственно, такими терминами, как *запас поверхности, запас теплопроизводительности, запас положения плунжера клапана* (открыт не полностью). Рассмотрим, правильны ли они и как нужно понимать термин *запас*. Да, действительно, такое понятие вполне уместно, но важно, к чему его отнести. В 60-е – 90-е гг. XX века широко использовали термин «запас поверхности», вводимый на всякую *неуточненку* – снижение графика ТЭЦ, загрязнение поверхности аппарата как снаружи, так и внутри, снижение его теплопередачи и т.п. При отсутствии циркуляционных насосов и трехходовых клапанов процессом управляли расходом воды, т.е. проходным клапаном. Излишняя поверхность и несовершенная методика расчета, когда считали четвертую температуру (t_{wk}) известной, приводили к ошибке в расчете расхода воды, ее скорости в трубках и переохлаждению, а как следствие – к замерзанию воды в трубках при $Re < 2300$ и $V < 0,1 - 0,2$ м/с.

Сейчас, при повсеместном управлении процессом нагревания температурой t_{wcm} и рассмотрении аппарата в единстве и взаимосвязи с обвязкой,

насосом и трехходовым регулирующим клапаном, **запас правильно оценивать по положению плунжера** этого клапана. Если, например, как в расчетном, так и в текущих режимах он открыт не полностью, то запас обеспечен; в противном случае его нет. Реальный запас инженер обеспечивает, когда в расчетных условиях он принимает расчетную температуру воды перед аппаратом t_{wcm} более низкую, например 60 °С, чем расчетная температура воды в теплосети t_{wn} , например, 90 °С. При известной тенденции снижения расчетной температуры воды в теплосети из-за многочисленных аварий предусмотренный запас постепенно уменьшается и это нужно учитывать.

Схема обвязки и управления аппаратом

Просматривая различную специальную литературу, можно столкнуться с тем, что узлы обвязки и управления нагревателей изображают по-разному. Например, кроме основной переемычки с трехходовым клапаном иногда применяют еще одну: или до (по ходу воды), или после основной. Различаются места установки датчика защиты по воздуху, водяного регулирующего клапана и циркуляционного насоса – на подающей или обратной. Чтобы найти правильный ответ, надо помнить о том, что в этом узле (а точнее - подсистеме) при движении воздуха и воды одновременно и взаимосвязанно протекают переменные аэродинамические, гидравлические и тепловые процессы (см. рис. 1). Клапан на корпусе имеет маркировку, указывающую его тип: *смесительный (на обратной), либо разделительный (на подающей)*. Из условия опасности кавитации, которую проверяют расчетом [1], желательна установка клапана на *обратной воде*, где температуры ниже. По этому же условию на *обратной* лучше устанавливать и циркуляционный насос.

Что касается гидравлических режимов, то они зависят прежде всего от соотношения перепада давлений $P_1 - P_2$ между подающей и обратной и давления насоса P_n . Балансировочно-регулирующие характеристики (БРХ) этого узла, объясняющие перераспределение расходов и давления воды в такой схеме, исследованы на математической модели и подробно описаны в статье автора [2]. В случае, если $P_1 - P_2 \gg P_n$, то вместо обычного дросселирования, изменяющего одновременно как $P_1 - P_2$, так и расход внешней воды, лучше применять гидравлический «шунт»,

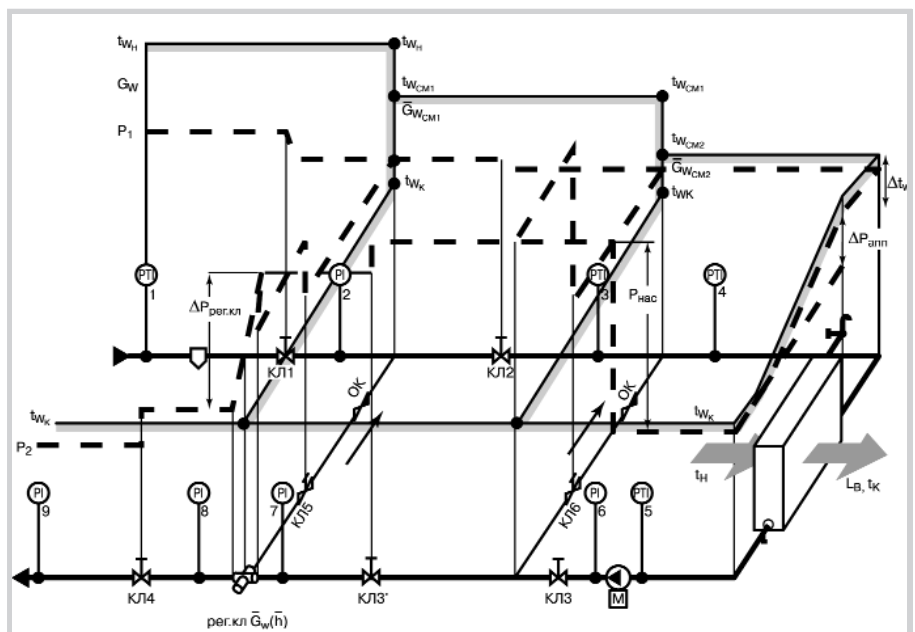


Рис. 1. Аксонометрическая схема обвязки и эпюры распределения температур и давлений воды в узле управления воздухонагревателем в схеме с подмешиванием и двумя переемычками (сплошные – эпюра температур воды, пунктир – эпюра давлений)

перепуская воду по перемычке, предшествующей основной. Другую перемычку (после основной) применяют для перепуска воды мимо основной перемычки, если расчет в режиме, опасном по замерзанию, указывает на то, что возможны автоколебания плунжера клапана вблизи его закрытия ($h < 3$ мм), когда срабатывает автоматическая защита. О том, как это узнать, пользуясь характеристикой клапана с разными плунжерами, описано ниже.

Анализ годовых режимов работы аппарата

При выборе и расчете нагревания воздуха приходится анализировать разные режимы работы аппарата при разных температурах воздуха и сетевой воды. Существует способ, как это делать в более общем виде, но при этом наиболее просто, наглядно – графоаналитически. Такой метод разработан автором этой статьи [1, 3] и представлен номограммой (рис. 2) в четырех квадрантах и взаимосвязанных построений на них.

Основу анализа составляет выбор нагревателя в расчетном и любом промежуточном режимах при известных t_n, t_k . В первом квадранте наносят график $t_{WH} = f_2(t_n)$ от ТЭЦ или котельной (этот график обычно не соблюдается, поэтому на рис. 2 ниже линии затенена область), график зависимости $t_k = f_1(t_n)$, которая постоянна или переменна в случае воздушного отопления. Для оценки характерности режима наносят соответствующую кривую повторяемости температур $\Delta t / \Delta t_n = f_3(t_n)$, ч/(год·°C). Во втором квадранте строят линию $\theta_{в.см} = (t_k - t_n) / (t_{wсм} - t_n) = \text{const}$, если принять расход воды через аппарат $G_w = \text{const}$ и расход нагреваемого воздуха $L_{пр} = \text{const}$, кривую $\theta_{в.н} = (t_k - t_n) / (t_{WH} - t_n) = \text{var}$ при нескольких значениях наружной температуры и прямую $\theta_{wсм} = (t_{wсм} - t_{wk}) / (t_{WH} - t_n) = \text{const}$. В третьем квадранте строят прямую относительного расхода внешней (горячей) воды $\bar{G}_w = G_w / G_{wсм} = f(\theta_{в.н})$ по двум точкам: при $t_{нрх}$ и $t_n = t_{пр}$, когда нагрев прекращается и $\bar{G}_w = 0$. Наконец, в четвертом квадранте в любом режиме нагрева и относительном расходе плунжера с линейной или логарифмической характеристикой при относительном сопротивлении клапана $S = 0, 1 - 1$, оценивают степень его закрытия и опасность замерзания воды при автоколебаниях вблизи закрытия.

Причины замерзания воды

Занимаясь проектированием, легко запутаться в том, как описано замерзание воды в трубах, его многочисленные причины и сопутствующие факторы. Часто это явление объясняют «на пальцах», без формул, цифр и каких-либо серьезных обоснований, что непра-

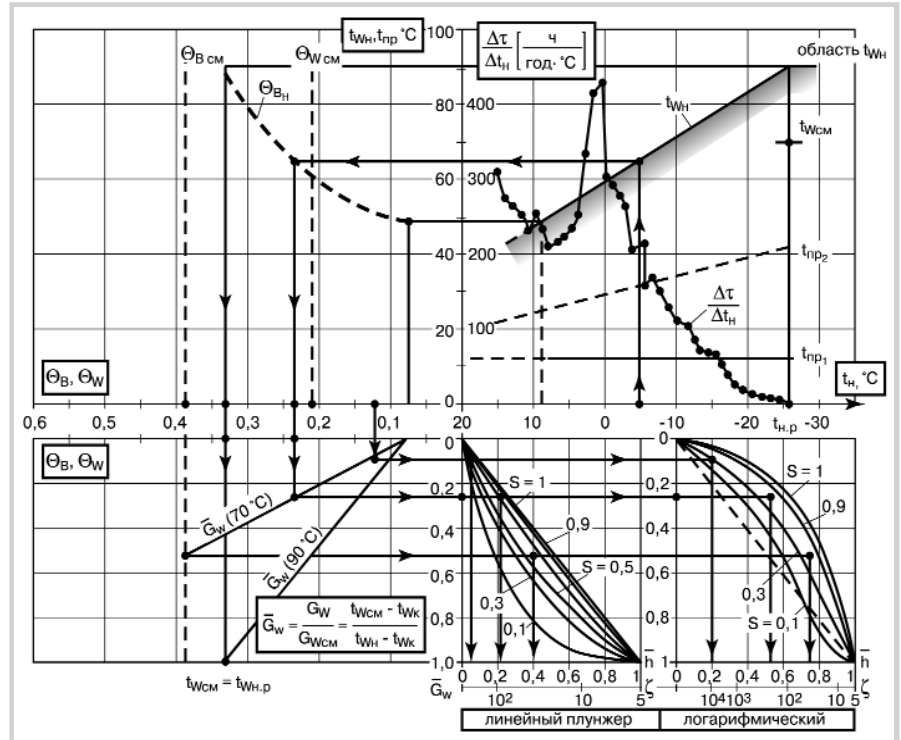


Рис. 2. Сводная номограмма для анализа годовых режимов работы и управления воздушонагревателями первого подогрева и оценки опасности замерзания воды по относительному положению плунжера $\bar{h} = h / h_{max}$ трехходового водяного регулирующего клапана; $\theta_{в.н}, \theta_{в.см}$ – эффективность нагревания воздуха в аппарате, отнесенная к температуре t_{WH} или $t_{wсм}$ соответственно; $\theta_{w,см}$ – эффективность охлаждения воды в аппарате, отнесенная к $t_{wсм}$.

вильно. Да, действительно, есть путаница, бессистемность и противоречивость в описаниях этого явления в силу его многофакторности и недостаточной квалификации пишущих на эту тему. В этом отношении проблема замерзания может быть описана известным законом Мерфи и следствиями из него («если устранить четыре известные причины аварии, то всегда найдется пятая...»). На основании системных исследований И.И. Зингермана [4], использованных ниже, а также ряда работ А.А. Рымкевича, В.Е. Минина, Д.И. Хейфеца, С.И. Жадина, О.Г. Стрижонка и др. удается последовательно выделить основную причину и многочисленные факторы, во взаимосвязи с методом управления нагревателем. В соответствии с этим, на рис. 3 показано т.н. «дерево ошибок», систематизирующее наше представление о комплексе технических решений, формирующих условия аварийности воздушонагревателей и определения конкретных причин таких аварий.



Рис. 3. Условное дерево ошибок для анализа причин замерзания воды в трубах.

Основная физическая причина замерзания – малая скорость воды в трубах (0,1 – 0,2 м/с), ламинарный режим движения, отсутствие перемешивания частиц и переохлаждение воды при последовательном соединении труб. Однако такие причины были характерны для прошлого, до середины 90-х годов XX в., когда процессом

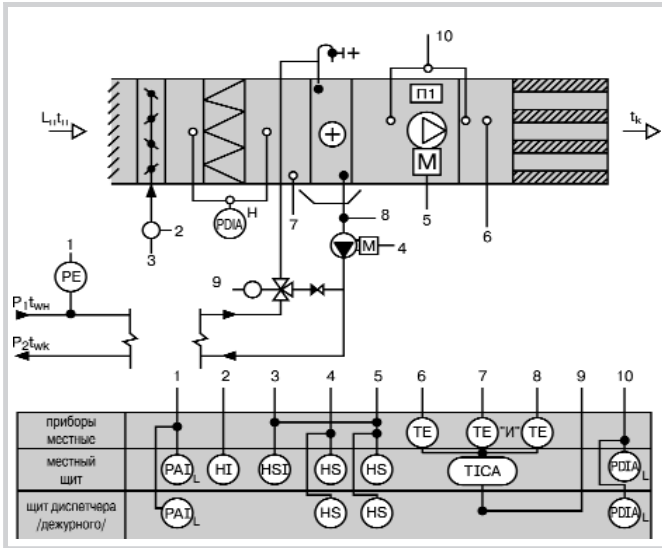


Рис. 4. Принципиальная схема управления и защиты воздухонагревателя первого подогрева при использовании обвязки с одной перемычкой.

нагревания управляли расходом воды, иначе скоростью в трубках. В отечественных аппаратах трубки соединяли последовательно, а время движения воды по ходам и рядам могло достигать 1 – 2 мин, что приводило к заметному переохлаждению воды. К основным факторам замерзания воды относили неправильную методику расчета процесса, где все четыре температуры полагали известными, значительный запас поверхности (20 - 40 %), неправильный выбор типа и диаметра регулирующего клапана, недостатки конструкции аппарата и эксплуатации узла управления, неправильная схема защиты, несанкционированные действия.

Сейчас ситуация коренным образом изменилась. При наличии циркуляционных насосов на разные расходы и давления и значительной линейки трехходовых водяных клапанов скорость в трубках значительна и в этом смысле замерзание воды не грозит. Однако такой вывод не совсем верен, просто срабатывание защиты и опасность замерзания относится к другому режиму, когда при малой эффективности нагрева, например, $\theta_{в.см} < 0,1$, уменьшенном расходе воздуха и малом расходе внешней (горячей) воды плунжер находится вблизи закрытия и происходят автоколебания в системе регулирования. Не находя равновесия, плунжер в какой-то момент садится на седло, закрывая доступ горячей воде. Поэтому циркулирующая вода быстро остывает и ее температура за короткое время 30 – 60 с достигает значения уставки датчика защиты. При срабатывании защиты поступит сигнал оператору, который на месте должен убедиться, что трубки не потекли и вручную повторно включить установку в работу. Спустя некоторое время такая ситуация может повториться. Конечно, при таком кратком описании многие тонкости и детали опущены, оставлено для понимания только главное, а в остальном адресуем читателя к книге [1].

Характерные ошибки

Характерные ошибки в схеме защиты (рис. 4) кратко описаны ниже. Главное, что она должна работать поразному в рабочем и нерабочее время, это обычно не учитывают. В рабочее время защита должна срабатывать по схеме «и», когда обе температуры (t_n и t_{wk}) ниже вычисленных для режима, опасного по замерзанию значений. В нерабочее время при выключенном вентиляторе защита срабатывает, когда температура воздуха непосредственно перед нагревателем (рис. 5) в точке, где она опасно приближается к нулю. Этот вариант называют «схема сама себя стержет». Датчик, как в любой системе защиты, должен быть не усредненный по высоте после аппарата, а в критической точке перед аппаратом, откуда идет опасность и где температура воздуха в нерабочее время наименьшая с учетом неравномерности по высоте (см. рис. 5). Поэтому установка датчика защиты осредненной температуры воздуха после аппарата не имеет обоснования. Стандартная, навсегда заданная уставка датчика защиты по воде, например, $t_{wk} = 25\text{ }^\circ\text{C}$, рекомендуемая некоторыми производителями, не может быть единой и однозначно заданной. Эту величину определяют расчетом аппарата в режиме, опасном по замерзанию воды ($t_n = -1\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{wh} = \max$, $G_b = \min$ и $\theta_{в.н} = \min$) или в процессе испытания и наладки. Если, например, в таком расчете оказалось, что $t_{в.см} = 23\text{ }^\circ\text{C}$, а $t_{wk} = 19\text{ }^\circ\text{C}$, то уставку датчика защиты по обратной воде можно принять $t_{wk} = 15\text{ }^\circ\text{C}$, а не обычно принятое $t_{wk} = 25\text{ }^\circ\text{C}$.

Выводы

Стандартные, достаточно примитивные и широко распространенные представления о запасе поверхности, замерзании воды и ее причинах и ме-

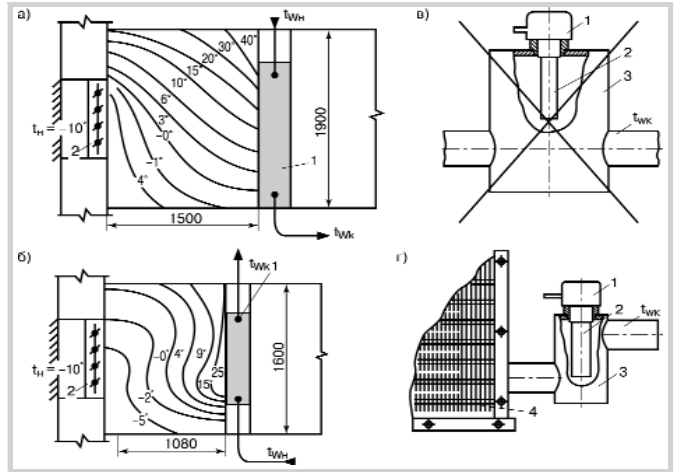


Рис. 5. Диаграммы распределения температуры воздуха в промежуточных камерах при неработающем вентиляторе (по данным О.Г. Стрижонка) [5]: а, б – соответственно с верхней и нижней подводкой теплоносителя; 1 – воздухонагреватель; 2 – воздушный клапан; в, г – схема неправильного и правильного размещения датчика температуры обратной воды: 1 – датчик температуры; 2 – чувствительный элемент; 3 – расширительное устройство.

тодах защиты от аварий инженерам-проектировщикам и автоматчикам давно пора поменять на другие, новые, известные с 70-х гг. XX в., более точные и многофакторные, поэтому описываемые деревом ошибок (рис. 3) [1]. Воздухонагреватель нужно рассматривать не отдельно, а совместно и взаимосвязанно с оборудованием (насос, регулировочный и балансировочные клапаны), обвязкой, перемычками системой управления и защиты, алгоритмом их работы. Основные ошибки в этой подсистеме можно устранить при внимательном изучении данной статьи. Процессы распределения температур и давлений воды удобно характеризовать эпюрами (рис. 1), а годовые режимы работы и управления аппаратом – номограммой (рис. 2).

А.Г. Сотников, д.т.н., профессор,
член Президиума НП
«АВОК-Северо-Запад»

Список литературы:

1. А.Г. Сотников. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. /Теория, техника и проектирование на рубеже столетий. СПб.: АТ-Publishing. Т. I, 2005. – 504 с.
2. А.Г. Сотников, А.П. Русаков. Математическое моделирование гидравлических режимов балансировки и управления подсистемой нагрева и охлаждения-осушения воздуха в СКВ и СВ. // Инженерно-строительный журнал, 2011, №1, №2.
3. А.Г. Сотников. Анализ годовых режимов работы воздухонагревателей. // Инженерные системы. 2002, № 2.
4. И.И.Зингерман «Исследование и основы расчета регулируемых воздухонагревателей СКВ и В» Автореферат диссертации. Л.: ЛИТЛП им. С.М.Кирова, 1975 24 с.
5. О.Г.Стрижонк. Качество автоматической защиты калориферов. //Водоснабжение и санитарная техника. 1985, №1, с.9...11.