

Особенности применения водногликолевых теплоносителей в автономных системах теплоснабжения

П. А. Хаванов, доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой теплотехники и котельных установок Московского государственного строительного университета (МГСУ), ведущий специалист компании «Селект»

К. П. Барынин, технический директор компании «Селект»

Расположение России в северной климатической зоне и стремление потребителя защитить автономные инженерные системы здания от размораживания при аварийных отключениях электроэнергии или при периодической работе инженерных систем часто являются причиной замены воды, используемой в качестве теплоносителя, на «незамерзающий» теплоноситель. Однако это позволяет только частично решить проблему защиты инженерных коммуникаций здания, т. к. не обеспечивает защиту систем холодного и горячего водоснабжения, а также оборудования систем канализации.

Не ставя в данной публикации рекламных целей и не проводя конкурентных сопоставлений «незамерзающих» теплоносителей различных производителей, необходимо дать объективную оценку особенностей их применения в различных инженерных системах, информировать и подготавливать потребителя к тем проблемам, которые возникают при их эксплуатации.

В качестве «незамерзающего» теплоносителя наиболее часто используется довольно широкий спектр водных смесей на основе моноэтиленгликоля с комплексными присадками, обеспечивающими стабильность свойств, низкую коррозионную активность, антивспенивающиеся, антиокислительные свойства и безнакипный режим работы системы. Вместе с тем, гидравлические и тепловые расчеты инженерных систем здания выполняются для воды, а достаточно высокие концентрации моноэтиленгликоля в теплоносителе существенно изменяют его наиболее важные физические свойства:

- вязкость;
- теплоемкость;
- плотность;
- теплопроводность;
- коэффициент объемного расширения и др.

Нарушение гидравлического режима работы системы отопления потребитель начинает обнаруживать как по косвенным признакам – интенсивно забиваются сетчатые фильтры системы отопления, зарастает шламовыми отложениями крыльчатка циркуляционных насосов, так и по снижению теплоотдачи отдельных отопительных приборов из-за гидравлической разрегулировки и попадания воздуха в систему, по сбоям в работе теплогенератора, сопровождающимся падением его тепловой мощности или даже разрушением поверхностей нагрева вследствие образования внутренних

отложений. Для правильной оценки влияния специфических свойств водногликолевых теплоносителей (ВГТ) на работу инженерных систем здания необходимо проанализировать и систематизировать гидравлические процессы и теплообмен в них по самым важным параметрам работы – температурному уровню и удельным тепловым потокам. Так, для первой группы оборудования: теплоутилизаторов и воздухоохладителей систем вентиляции и кондиционирования воздуха, гелиоприемников, отопительных приборов и элементов теплых полов, теплообменников закрытых систем горячего водоснабжения – режимы работы ВГТ характеризуются относительно низкими температурами и теплообменными процессами, по своей интенсивности близкими к свободной конвекции. Процессы же нагрева теплоносителя во второй группе оборудования – электронагревателях, котлах и теплогенераторах (особенно проточного типа) – сопровождаются значительными градиентами температур и мощными удельными тепловыми потоками.

Попытки анализа влияния на теплогидравлический режим работы системы отопления

свойств водногликолевого теплоносителя проводились многими авторами, и, в частности, в работе [1] наиболее полно проведено сравнение расходов теплоносителя, потерь давления и особенностей выбора объема расширительного сосуда в системе отопления на примере ВГТ Dixis-30 и Dixis-65. Вместе с тем, в указанной работе сделаны не вполне корректные количественные выводы о росте гидравлического сопротивления только по величине потерь давления на трение в гидравлически гладких трубах, без учета местных сопротивлений и для условий постоянной температуры сопоставления свойств воды и ВГТ, равной 80 °С. Столь высокий температурный уровень практически имеет место в подающих маги-

Обозначения

- ΔP – потери давления, Па
- t – температура, °С
- ω – скорость движения теплоносителя, м/с
- ρ – плотность теплоносителя, кг/м³
- λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·°С
- c – изобарная массовая теплоемкость, КДж/кг·°С
- ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с
- d_s – эквивалентный диаметр, м
- α – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/м²·°С
- F – поверхность теплообмена, м²
- Q – тепловой поток, Вт
- $\mathbf{v}$ – вода
- $\mathbf{t}$ – водногликолевый теплоноситель
- $\mathbf{вн}$ – внутренний
- $\mathbf{н}$ – наружный
- $\mathbf{ст}$ – при температуре стенки

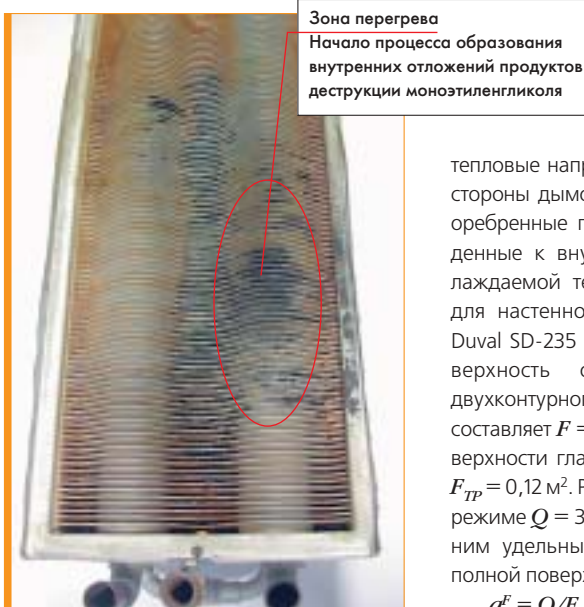


Рис. 1. Внешний вид комбинированного (двухконтурного) теплообменника проточного газового котла

стралях радиаторных систем отопления в периоды с низкими отрицательными температурами наружного воздуха, близкими к расчетным температурам отопления. Поэтому при сопоставлении не следовало ограничиваться одним значением температуры, далеко не самым характерным в режимах эксплуатации, а рассмотреть и «крайние» режимы, например, режим запуска после останова, с температурой теплоносителя $t = 20^\circ\text{C}$. В этом случае рост потерь давления в системе отопления при сопоставлении с аналогичной величиной при использовании воды с температурой 80°C составит уже не 1,54, (при расчете по методике изложенной в [1]), а значение:

$$\frac{\Delta P_T}{\Delta P_g} = \left(\frac{w_T}{w_g} \right)^{1,774} \times \left(\frac{v_T}{v_g} \right)^{0,226} =$$

$$= (1,08)^{1,774} \times \left(\frac{3,686}{0,366} \right)^{0,226} = 1,93$$

т. е. гидравлические потери в системе возрастут почти в два раза.

Однако для относительно «вялых» гидравлических режимов и условий теплообмена в оборудовании первой группы и, в частности, в отопительных приборах наибольшее термическое сопротивление имеет место на внешней поверхности. Так, внешний коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции в воздухе $\alpha_{\text{вн}}$ не превышает $20 \text{ Вт/м}^2\cdot^\circ\text{C}$, а внутренний коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя $\alpha_{\text{вн}} \sim 400\text{--}600 \text{ Вт/м}^2\cdot^\circ\text{C}$. Поэтому даже существенное ухудшение условий теплообмена на внутренней поверхности не окажет решающего влияния на процесс теплопередачи (не более чем на 2–3 %).

Совершенно иначе обстоит дело в поверхностях нагрева теплогенераторов си-

стем отопления, где отдельные участки поверхностей нагрева в топке имеют весьма значительные удельные

тепловые напряжения (q^F , Вт/м^2) как со стороны дымовых газов (часто развитые оребренные поверхности), так и приведенные к внутренней поверхности, охлаждаемой теплоносителем. Например, для настенного газового котла Saunier Duval SD-235 полная геометрическая поверхность оребренного проточного двухконтурного теплообменника (рис. 1) составляет $F = 4,9 \text{ м}^2$ при внутренней поверхности гладких труб теплообменника $F_{TP} = 0,12 \text{ м}^2$. Работа котла в номинальном режиме $Q = 35 \text{ кВт}$ характеризуется средним удельным тепловым напряжением полной поверхности нагрева:

$$q^F = Q/F = 7111 \text{ Вт/м}^2,$$

а аналогичная величина в расчете на гладкую поверхность охлаждаемой трубки теплообменника составляет:

$$q^{F_{TP}} = Q/F_{TP} = 290000 \text{ Вт/м}^2.$$

Столь значительные тепловые потоки для трубок теплообменника приводят к существенным перепадам температур по толщине стенки и между стенкой и потоком теплоносителя, в значительной степени зависящим от условий охлаждения. Чем эффективнее охлаждение, т. е. чем больше значение коэффициента теплоотдачи от стенки к теплоносителю, тем ниже температура металла стенки при идентичной тепловой нагрузке. Поэтому при осуществлении перевода теплогенератора на ВГТ необходимо, прежде всего, предварительно оценить изменение условий теплообмена на внутренней стороне тепловоспринимающей поверхности котла. Для сравнительной оценки используется уравнение подобия [2] для турбулентного течения ($Re > 10000$) жидкости в гладких трубах:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{CT})^{0,25},$$

в котором за определяющий размер принят эквивалентный диаметр (d_s), за определяющую температуру – средняя температура жидкости.

$Nu = \alpha d_s / \lambda$ – критерий Нуссельта;

$Re = w d_s / \nu$ – число Рейнольдса;

$Pr = \nu c_p / \lambda$ – число Прандтля.

Для идентичных условий течения теплоносителей (одинаковый объемный расход, а следовательно, и скорость движения теплоносителя) в аналогичных поверхностях нагрева котлов, после записи входящих величин в явных переменных, можно получить относительные значения искомых величин:

$$\alpha_T / \alpha_B = (\lambda_T / \lambda_B)^{0,57} \cdot (\nu_B / \nu_T)^{0,37} \cdot (\rho_T / \rho_B)^{0,43} \cdot (c_T / c_B)^{0,43}.$$

Последняя зависимость получена при допущении, что характер изменения теплофизических свойств теплоносителей в рассматриваемом диапазоне тем-

ператур примерно идентичный и соотношение $(Pr_T / Pr_{TCT}) / (Pr_B / Pr_{BCT})^{0,25}$ не оказывает существенного влияния (оценивается не более 3–5 %) на конечный результат. Для проведения количественной оценки в расчетах для воды и ВГТ на основе моноэтиленгликоля (с температурой начала кристаллизации -30°C) использовались приведенные ниже значения физических величин (см. табл.).

Соотношение коэффициентов конвективной теплоотдачи для ВГТ (α_T) и воды (α_B) при принятых значениях составляет:

$$\alpha_T / \alpha_B = (0,169 / 0,669)^{0,57} \cdot (0,366 \cdot 10^{-6} / 1,351 \cdot 10^{-6})^{0,37} \cdot (1,029 / 0,972)^{0,43} \cdot (3,680 / 4,195)^{0,43} = 0,488.$$

Таким образом, использование ВГТ (-30°C) вместо воды при идентичных условиях приводит к снижению коэффициента конвективной теплоотдачи более чем в два раза, что обуславливает рост температуры металла стенки и теплоносителя в пограничном, пристенном, слое потока ВГТ. Используя то же уравнение подобия можно определить необходимое увеличение скорости движения ВГТ (-30°C) для достижения идентичных с водой условий конвективного теплообмена:

$$\alpha_T = \alpha_B \text{ или } \alpha_T / \alpha_B = 1 \text{ при } w_T \sim 2,4 w_B.$$

Полученное значение показывает, что для достижения одинаковых условий теплоотдачи на поверхности скорость потока ВГТ (-30°C) должна почти в 2,5 раза превосходить скорость движения воды. Столь существенный рост скорости движения теплоносителя вызывает увеличение гидравлического сопротивления системы (участка):

$$\Delta P \sim f(w^2) \sim (2,4)^2 \sim 5,8 \text{ раз.}$$

С учетом выводов, сформулированных в работе [1], полученное значение роста гидравлического сопротивления по отношению к гидравлическому сопротивлению системы при использовании воды должно быть увеличено для более вязкого ВГТ (-30°C) еще в ~1,5 раза. Таким образом, при замене в системе теплоснабжения и теплогенераторе воды на водногликолевый теплоноситель (в данном примере ВГТ на основе моноэтиленгликоля, с температурой начала кристаллизации -30°C), для сохранения условий теплообмена в источнике теплоты расход теплоносителя через него должен быть увеличен в ~2,5 раза, что потребует питательный насос с напором, в ~8,7 раза превышающим напор, развиваемый аналогичным насосом при использовании воды. Ухудшение теплообмена на поверхностях нагрева котлов приводит к перегреву стенки и росту температуры ВГТ в примыкающих к поверхности теплообмена слоях теплоносителя, что, несмотря на использование присадок в ВГТ, при температурах около 150°C приводит к деструкции моноэтиленгликоля, сопровождающейся образованием отложений на поверхности

Величина	Плотность ρ , кг/дм ³	Теплоемкость C , кДж/кг·°С	Теплопроводность λ , Вт/м·°С	Кинематическая вязкость, $\nu \cdot 10^6$ м ² /с
Вода 80 °С	0,972	4,195	0,669	0,366
20 °С	0,998	4,183	0,599	1,006
ВГТ (-30) 80 °С	1,029	3,680	0,469	1,351
20 °С	1,062	3,436	0,455	3,686

нагрева и последующим частичным переносом их в объем теплоносителя. Начало процесса отложения продуктов деструкции моноэтиленгликоля вызывает еще больший перегрев стенки котла, сопровождающийся дальнейшей интенсификацией негативных процессов.

Полученные результаты показывают, что для теплогенераторов с высоконапряженными топками невозможна простая

замена воды на ВГТ. Это, в первую очередь, относится к проточным конструкциям котлов (одно- и двухконтурные термоблоки), с наиболее форсированными тепловыми режимами в теплообменниках с высокой степенью оребрения. В то же время необходимо учитывать и режимные особенности работы котлов. Так, для проточных (малоинерционных) котлов, включая настенные, характерно позиционное

регулирование «включено/выключено» с максимальными нагрузками, сопровождающимися режимами пуска/останова циркуляции теплоносителя, при которых имеют место кратковременные перегревы стенок теплообменника. Это еще более остро ставит задачу исключения перегрева теплоносителя, поэтому в проточных котлах (в том числе одно- и двухконтурных термоблоках) практически однозначно необходимо исключить использование ВГТ.

Особое внимание к условиям работы теплогенератора на ВГТ нужно уделять при эксплуатации чугунных котлов, очень чувствительных к перегреву металла и воздействиям термической деформации на секционную конструкцию. Для них наиболее «жесткими» оказываются режимы запуска системы из относительно холодного состояния при низких температурах теплоносителя, сопровождающиеся повышенной вязкостью ВГТ. Так, используя приведенные в таблице данные по теплофизическим свойствам теплоносителям ВГТ (-30) и воды при температуре 20 °С можно провести оценку снижения коэффициента теплоотдачи в ВГТ (-30). Сравнение показывает, что если даже допустить турбулентное течение теплоносителя, коэффициент

теплоотдачи на поверхности нагрева котла будет более чем в два раза ниже (как и для 80 °С) из-за пропорционального роста вязкости воды и ВГТ (-30). Однако более чем 3,5-кратный рост вязкости ВГТ (-30) при 20 °С существенно снижает подачу циркуляционного насоса, что не позволяет до прогрева системы обеспечить требуемый для надежного охлаждения поверхностей нагрева котла расход теплоносителя. Поэтому запуск чугунных котлов при использовании ВГТ необходимо производить на минимальной мощности топочного устройства с постепенным выходом на режим. Процессы образования отложений продуктов термической деструкции моноэтиленгликоля на поверхностях нагрева емкостных котлов связаны с низкими рабочими скоростями движения в них теплоносителя (обусловленными большим живым сечением котла, что характерно как для стальных жаротрубных, так и для чугунных секционных котлов) – порядка 0,01–0,05 м/с, сопоставимыми с естественной конвекцией в тесненных условиях. В этом случае локальный перегрев возможен на участках с максимальными тепловыми потоками, т. е. в топке котла в зонах максимальных температур факела и повышенной турбулентности газового потока продуктов сгорания высокой температуры. Образование локальных отложений продуктов деструкции моноэтиленгликоля приводит не только к перегреву стенки котла, но и к смыванию потоком теплоносителя части отложений и переносу их в фильтры и грязевики систем теплоснабжения, зарастанию теплообменников, налипанию на крыльчатку циркуляционного насоса, приводящему к дальнейшему ухудшению циркуляции теплоносителя. Поэтому в ряде случаев весьма ограничена возможность применения теплоносителей на основе моноэтиленгликоля, а в случае их использования необходима регулярная замена теплоносителя (не реже одного раза в два года) в связи со «старением» и уменьшением активности пакета присадок.

Еще более осторожно необходимо подходить к применению незамерзающих жидкостей на основе пропиленгликоля – они экологически более безопасны, но имеют еще большую вязкость при меньшей теплопроводности по отношению к теплоносителям, содержащим моноэтиленгликоль. ■

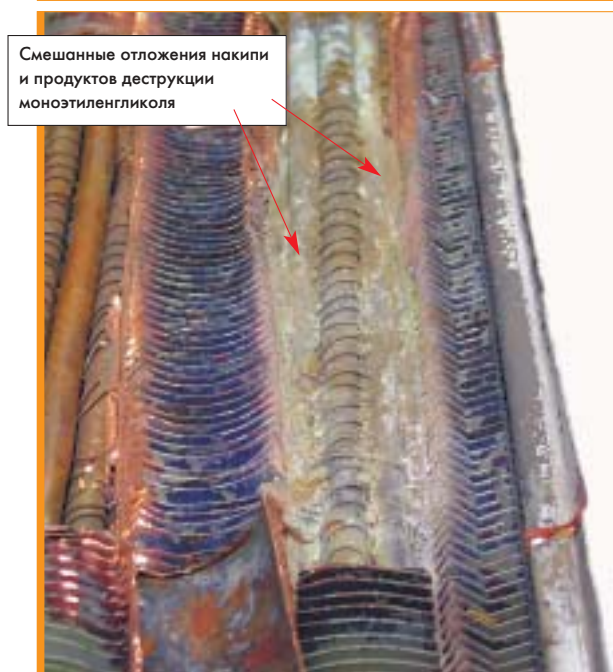
Литература

1. С. Е. Беликов, С. А. Зубов, Н. Н. Турбанов. Некоторые вопросы применения незамерзающих теплоносителей // Аквa-Терм. 2001. Май.
2. В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. Теплопередача. М.: Энергия, 1975.

Тел. (095) 120-9007



■ Рис. 2. Поперечный разрез комбинированного теплообменника в зоне внутренних отложений



■ Рис. 3. Продольный разрез комбинированного теплообменника в зоне отложений (смешанные отложения накипи и продуктов деструкции моноэтиленгликоля), отопительный контур