

УДК 621.186.2.001.24

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ ПАРА В ТЕПЛОПРОВОДАХ

Чл.-кор. НАН Беларуси, докт. техн. наук, проф. ХРУСТАЛЕВ Б. М.,
канд. техн. наук, проф. АКЕЛЬЕВ В. Д., канд. техн. наук СИЗОВ В. Д.,
инж. ЗОЛОТАРЕВА И. М.

Белорусский национальный технический университет

С целью уменьшения падения температур пара в паропроводах была поставлена задача выявить зависимости температуры пара на выходе из паропровода от давления и температуры пара на входе, температур наружного воздуха и транспортируемого пара, теплотер в окружающую среду.

В качестве исследуемой модели был выбран участок действующего паропровода длиной 596 м, диаметром $d_v = 205$ мм, теплоизолированного минеральной ватой, толщиной 60 мм, обернутого стеклотканью и проложенного на 122 железобетонных эстакадах.

Средний расход пара составлял 5,5 т/ч, максимальный – 6,6, минимальный – 1,5 т/ч. Давление на входе в паропровод – 0,24–0,4 МПа, на выходе – 0,2–0,38 МПа.

Выявленные термодинамические параметры пара в действующем паропроводе в различное время эксплуатации показали, что на входе в теплопровод пар – перегретый (область А), а на выходе – влажный насыщенный (область Б, степень сухости – 0,81–0,92) (рис. 1).

Измеренные температуры наружной поверхности теплоизоляции теплопроводов были равны 11–26 °С, внутренней – 137–141, а поверхностей швеллеров в плоскости контакта с теплопроводами – до 33 °С при температуре наружного воздуха $\approx 1,6$ °С.

Снижение температуры пара при различных давлениях на выходе и входе, а также перепадах давлений в теплопроводе иллюстрировано рис. 2, из которого видно, что падение температур пара на входе и выходе из теплопровода изменялось от 24 до 66 °С (при начальных температурах пара 127–250 °С), а корреляционная связь между разностями температур и давлениями отсутствовала.

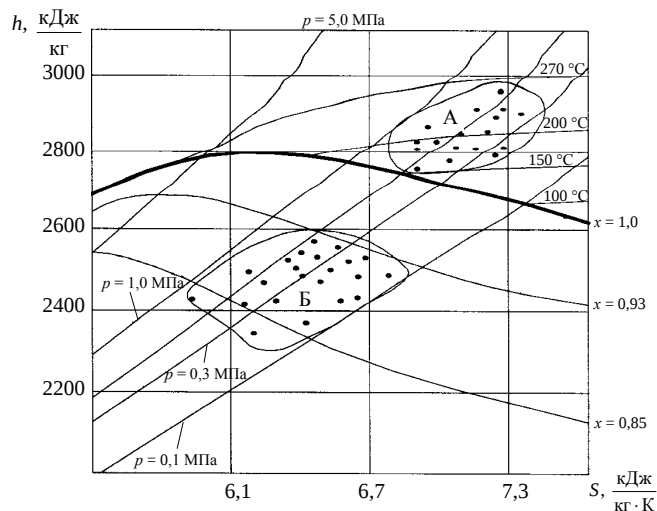


Рис. 1. Параметры пара на входе в теплопровод и выходе из него в hS -диаграмме

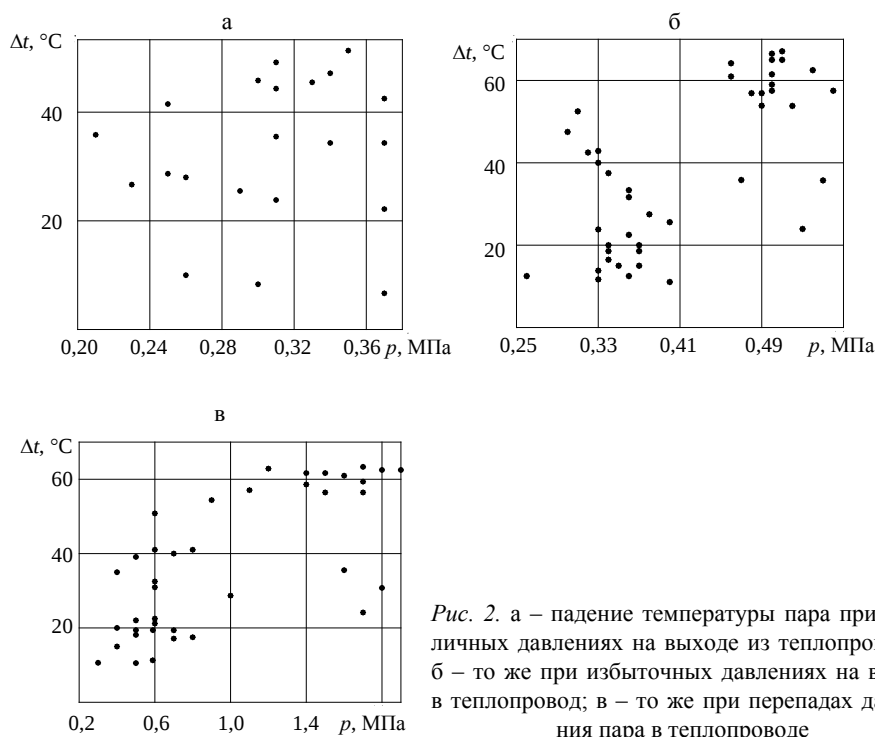


Рис. 2. а – падение температуры пара при различных давлениях на выходе из теплопровода; б – то же при избыточных давлениях на входе в теплопровод; в – то же при перепадах давления пара в теплопроводе

Известно, что в теплопроводах, особенно большой длины, скорость пара на входе имеет большие значения, но в то же время, влияя на теплообмен, зависит от него. Скорость пара убывает по длине паропровода и при полной его конденсации на выходе может быть равна нулю (конденсат в трубе).

На входе в теплопровод режим течения пара обычно турбулентный. При конденсации пара скорость уменьшается, и режим течения становится ламинарным с увеличением расхода конденсата.

Режимы течения в горизонтальных и вертикальных теплопроводах зависят от скорости потока. Для потоков с большой скоростью конденсат образует кольцевую пленку. Часть конденсата уносится потоком пара. Вдоль теплопровода скорость пара падает вследствие конденсации, что снижает динамическое давление. Это приводит к уменьшению уноса (сдвигающее усилие, отрывающее капли, ослабляется), асимметрии пленок, вызванных преобладающим действием сил тяжести. Для малоскоростных потоков последовательность режимов такая же, но кольцевое течение затем становится волновым, расслоенным.

Приведенные скорости пара $W_{\text{п}}$ и конденсата $W_{\text{к}}$ были рассчитаны в соответствии с [1]:

$$W_{\text{п}} = \frac{\omega_{\text{п}} \sqrt{\rho_{\text{п}}}}{\left[gd(\rho_{\text{к}} - \rho_{\text{п}})\right]^{0,5}}; \quad (1)$$

$$W_{\text{к}} = \frac{\omega_{\text{к}} \sqrt{\rho_{\text{к}}}}{\left[gd(\rho_{\text{к}} - \rho_{\text{п}})\right]^{0,5}}, \quad (2)$$

где g – ускорение силы тяжести, м/с^2 ; $\rho_{\text{п}}$ – плотность пара, $\rho_{\text{п}} = 2,55 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{\text{к}}$ – то же конденсата, $\rho_{\text{к}} = 917,0 \text{ кг/м}^3$; d – внутренний диаметр теплопровода, м ; $\omega_{\text{п}}$ – скорость пара, м/с ; $\omega_{\text{к}}$ – то же конденсата, м/с .

Если транспортируемый пар насыщенный, то при температуре 150°C расход составляет 5 т/ч , $\omega_{\text{п}} = 16,53 \text{ м/с}$, $\omega_{\text{к}} = 0,615 \text{ м/с}$.

Следовательно, в этом случае ($0,5 < W_{\text{к}} < 1,5$) возможен переход от модели расслоенного к кольцевому течению.

При расходе $1,5 \text{ т/ч}$ ($\omega_{\text{п}} = 4,97 \text{ м/с}$; $\omega_{\text{к}} = 0,184 \text{ м/с}$), когда $W_{\text{к}} < 0,5$, возможна модель расслоенного течения.

Расчеты показали, что при температуре пара на входе 220°C , давлении $0,65 \text{ МПа}$ по теплопроводам, диаметры которых $159 \times 4,5 \text{ мм}$ и $194 \times 4,5 \text{ мм}$, а конденсатопровода – $76 \times 4,5 \text{ мм}$, может проходить до 8 т пара в час.

При этом на выходе из теплопровода ($d = 194 \times 4,5 \text{ мм}$) температура пара падает, давление снижается до $0,56 \text{ МПа}$, а удельные потери давления составляют до 149 Па/м при скорости перегретого пара 32 м/с .

Для конденсатопровода ($d = 76 \times 4,5 \text{ мм}$) удельная потеря давления составляет 110 Па/м , а суммарная потеря давления – 65560 Па .

Для определения влияния теплотерь на падение температур пара в паропроводе существующая теплоизоляция была приведена в соответствие с нормативно-техническими документами [2], согласно которым толщина теплоизоляционного слоя теплопровода должна составлять не менее 70 мм , а конденсатопровода – 40 мм (маты минераловатные прошивные марки 125 ТУ 21-31-64–88 и защитное покрытие – лист из алюминия и алюминиевых сплавов ГОСТ 21631–76).

После монтажа слоев теплоизоляции в соответствии с рассчитанными характеристиками замеры показали, что падение температуры по длине осталось прежним. Это свидетельствует о том, что теплотери в окружающую среду не являлись определяющими факторами, влияющими на падение температур пара в теплопроводе.

Падение температуры, связанное с процессом внутреннего охлаждения, характеризуется величиной, зависящей от ΔT . Ее максимальное значение в обратимых изэнтропных процессах $\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s$, в необратимых –

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_X < \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s, \quad (3)$$

где X – параметр, определяющий условия процесса охлаждения.

Интегральный эффект охлаждения $\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_X$ – величина, характеризующая отношение падения температуры ΔT в зависимости от падения давления Δp , не может быть адекватным показателем термодинамической эффективности процесса охлаждения, так как не определяет степень приближения процесса к идеальному.

Внутреннее охлаждение, зависящее от ΔT и Δp , можно представить в эксергетических величинах с сопоставлением затрат, связанных со снижением давления и эффектом охлаждения. Известно, что если процесс необратим, эксергия исчезает безвозвратно, в то время как энергия не исчезает, а переходит в другие, нежелательные формы. В реальном процессе работа меньше, чем убыль эксергии. Это означает, что часть эксергии не превратится в работу, а исчезнет в результате необратимости [3]. Эксергия системы, взаимодействующей с окружающей средой, остается неизменной при обратимом проведении всех процессов как внутри нее, так и при взаимодействии со средой и уменьшается, если любой из этих процессов происходит необратимо [3].

Эксергию вещества рассчитаем по формуле:

$$e = h_i - h_0 - T_0 (S_i - S_0), \quad (4)$$

где h , S – энтальпия и энтропия;

$$e_1 = 2810 - 273,2 - 273,2 \cdot (6,3 - 6,608) = 2620,9 \text{ кДж/кг};$$

$$e_2 = 2450 - 273,2 - 273,2 \cdot (6,9 - 6,608) = 2097 \text{ кДж/кг}.$$

Индекс «0» обозначает состояние вещества в равновесии с окружающей средой, когда потери энергии не только пропорциональны разностям температур ΔT между более и менее нагретыми поверхностями, но и температурному уровню теплопереноса. При одинаковых ΔT потери эксергии при более высоких температурах всегда меньше, чем при низких.

С этих позиций процесс внутреннего охлаждения часто сводится к преобразованию e_p в e_T (эксергия падения температуры), а коэффициент полезного действия можно определить по выражению

$$\eta_e = \frac{\Delta e_T}{\Delta e_p}.$$

Значение Δe_T при понижении температуры – положительная величина.

Изменения величин e_p и e_T , связанные с процессом большого понижения средних температур при заданных значениях давлений p_1 на входе и p_2 на выходе из теплопровода, представлены на eh -диаграмме, которая представляет собой косоугольную модификацию hS -диаграммы, где ось энтропии наклонена влево от вертикали на угол, при котором все прямые $e = \text{const}$ располагаются горизонтально (рис. 3).

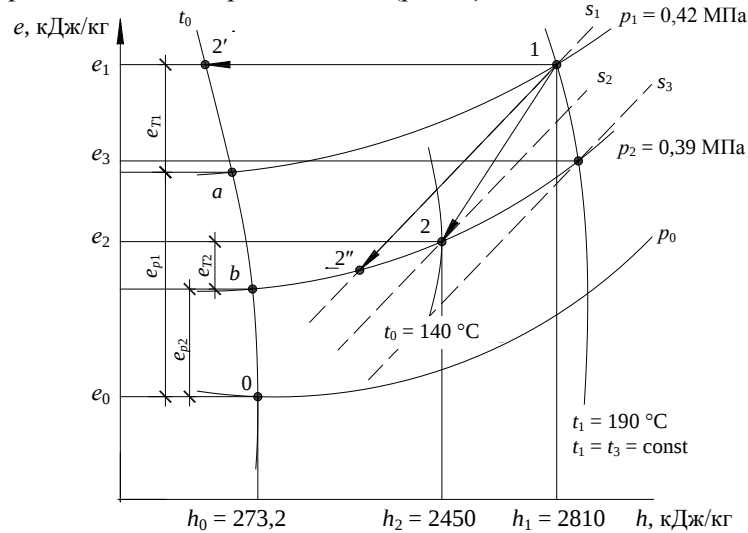


Рис. 3. Схема падения внутреннего охлаждения (падения температуры пара) на eh -диаграмме

Пар на входе в теплопровод (точка 1) переходит в состояние с меньшим давлением (точка 2). Энтропия в этой точке не может быть ниже, чем S_1 . Следовательно, точка 2 может находиться на отрезке изобары p_2 между точкой 2'', $S_2 = S_1$, и точкой 3, где $t_3 = t_1$, причем, чем меньше расстояние между точками 2 и 2'', тем больше падение температуры:

$$S_1 = 6,3 \text{ кДж/(кг·K)}; \Delta S = 0,6 \text{ кДж/(кг·K)}; S_2 = 6,9 \text{ кДж/(кг·K)};$$

$$h_1 = 2810 \text{ кДж/кг}; \Delta h = 360 \text{ кДж/кг}; h_2 = 2450 \text{ кДж/кг}.$$

Среднее значение энтропии окружающей среды в диапазоне температур от -10 до $+10$ °C равно

$$S_{\text{окр.среды}}^{(-10 \dots +10 \text{ °C})} = \frac{6,571 + 6,440}{2} = 6,505 \text{ кДж/(кг·K)}.$$

При понижении давления эксергия пара уменьшается от $e_1(e_{T1} + e_{p1})$ до $e_2(e_{p2} + e_{T2})$. При этом величина e_p снизилась от e_{p1} до e_{p2} , а e_T — от e_{T1} до e_{T2} (охлаждение) — переход e_p в e_T . Эксергетический КПД этого процесса преобразования энергии

$$\eta_e = \frac{e_{T1} - e_{T2}}{e_{p1} - e_{p2}}.$$

При этом

$$\Delta e_p = e_{p1} - e_{p2} = \Delta e_{a-0} - \Delta e_{b-0} = \Delta e_{ab},$$

а $\Delta e_T = e_{T1} - e_{T2} = \Delta e_{1-2} - \Delta e_{ab}$, поэтому

$$\eta_e = \frac{\Delta e_{1-2} - \Delta e_{ab}}{\Delta e_{ab}} = \frac{\Delta e_{1-2}}{\Delta e_{ab}} - 1. \quad (5)$$

В процессах расширения в низкотемпературных системах ($t < t_{o.c}$) происходит преобразование энергии l_p в энергию l_T , связанную с охлаждением ($l_p \rightarrow l_T$). Это объясняется различием целевого назначения процесса расширения при $t > t_{o.c}$. В зависимости от способа расширения процесс преобразования $l_p \rightarrow l_T$ может сопровождаться отводом энергии как работы любого вида (адиабатный детандер), так и теплоты (неадиабатная вихревая труба) и энтальпии части расширенного потока газа (адиабатная вихревая труба). Наконец, процесс может происходить вообще без энергетического обмена (адиабатное дросселирование).

В необратимых процессах не получается ни охлаждения, ни каких-либо побочных эффектов (точка 3). Тогда $\eta_e = 0$ (дросселирование идеального газа, при котором $T_3 = T_1$) и Δp срывается без какого-либо полезного результата.

В реальных процессах $1 > \eta_e > 0$, и первый член числителя формулы отличен от нуля, так как процесс охлаждения имеет место только в этом случае.

При нахождении η_e для процессов охлаждения $e_p \rightarrow e_T$, заменим величину Δe_{ab} на Δe_{1-3} – разностью эксергий между начальным и конечным давлениями по изотерме T_1 вместо $T_{o.c}$

$$\eta_e = \frac{\Delta e_{1-2} - \Delta e_{1-3}}{\Delta e_{1-3}} = \frac{\Delta e_{2-3}}{\Delta e_{1-3}}. \quad (6)$$

В идеальном случае $e_1 \approx e_2$, т. е.:

$$h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0) = h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0); \quad (7)$$

$$h_1 - T_0 s_1 = h_2 - T_0 s_2; \quad (8)$$

$$h_1(p_1, t_1) - T_0 s_1 = h_2(p_2, t_2) - T_0 s_2; \quad (9)$$

$$h_2(p_2, t_2) = h_1(p_1, t_1) + T_0(s_2 - s_1). \quad (10)$$

Из (10) видно, что энтальпия пара на выходе из теплопровода (точка 2) зависит от энтальпии пара на входе в теплопровод, температуры окружающего воздуха и разности энтропий пара в соответствующих точках.

Следовательно, температура пара на выходе из теплопровода зависит от температуры и давления пара на входе в теплопровод, температуры наружного воздуха, транспортируемого пара и теплотер. С учетом изложен-

ного выше была предложена диаграмма, в соответствии с которой падение температуры в паропроводе может быть определено в зависимости от температуры и давления на входе в паропровод (рис. 4).

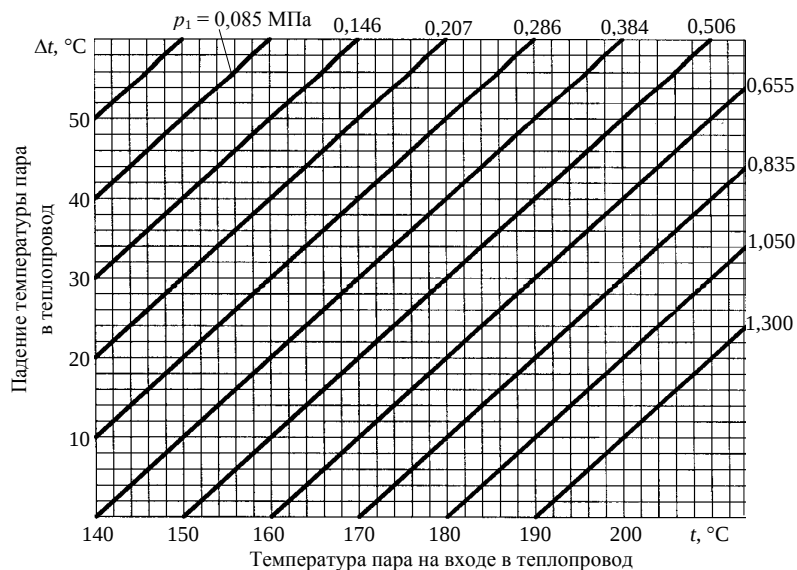


Рис. 4. Зависимость падения температуры пара от давления и температуры пара на входе в теплопровод

Если среднее значение абсолютного давления на входе в паропровод – 0,438 МПа, среднее значение температуры составляет 218 °С, то при этих параметрах пар – перегретый. Если среднее значение абсолютного давления на выходе из паропровода за тот же период – 0,408 МПа, среднее значение температуры – 124,6 °С, то при этих параметрах пар – влажный насыщенный, степень сухости которого может быть ниже 0,6.

Таким образом, перегретый пар вследствие гидравлических потерь на трение в паропроводе, местных сопротивлений, дросселирующих эффектов, тепловых потерь превращается в сухой, а затем – во влажный насыщенный пар с падением температуры выше 93 °С при скорости ≈ 25 м/с. Причем сечения по длине паропровода, где происходит превращение перегретого пара в сухой насыщенный, а затем – во влажный, будут тем дальше, чем больше температура и давление на входе в паропровод.

ВЫВОД

Уменьшение падения температур в паропроводах достигается не только устройством эффективной тепловой изоляции, но и приведением в соответствие значений температур и давлений пара на входе в теплопровод (рис. 4). В этом случае падение температур и давлений пара в паропроводе будет минимальным.

Используя построенную номограмму (рис. 4), можно прогнозировать падение температуры пара в теплопроводах с целью более эффективного использования термодинамического потенциала перегретого пара и экономии энергоресурсов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по теплообменникам. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 550 с.
2. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов: СНиП 2.04.14–88. – М.: Госстрой СССР, 1990.
3. Техническая термодинамика. Ч. II / Б. М. Хрусталеv [и др.]. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – 560 с.

Представлена кафедрой
теплогазоснабжения и вентиляции

Поступила 4.04.2008

УДК 621.311.22

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ДЫМОВЫХ ТРУБ С ПРИЖИМНОЙ ФУТЕРОВКОЙ

Докт. техн. наук, проф. СТРИХА И. И.

РУП «БЕЛТЭИ»

Дымовые трубы (ДТ) многих тепловых электрических станций и котельных эксплуатируются в нерасчетных режимах по объему, температуре и составу отводимых газов. При проектировании ДТ и привязке их к конкретным энергетическим объектам конструктивные параметры и режимы теплового состояния футеровки и несущего ствола обычно устанавливаются для стационарных условий работы.

На ТЭС и котельных наиболее распространены ДТ с прижимной футеровкой, в которых несущий ствол выполнен из железобетона, а газоотводящий ствол – из кислотоупорного кирпича или других материалов, например из полимерсиликатбетона. Основными контролируемыми параметрами, по которым определяются условия надежной эксплуатации ДТ, являются: перепад температур по толщине футеровки (не более 80 град.), температура внутренней поверхности футеровки (не ниже точки росы водяных паров продуктов сгорания – для природного газа и паров серной кислоты – при сжигании мазута), а также температура внутренней поверхности железобетонного ствола (не выше 373 К) [1].

Обследование и анализ технического состояния футеровок и несущих стволов ДТ показали, что значительная часть из них имеет дефекты, которые вызваны отступлением как от существующих нормативов при выполнении строительно-монтажных работ, так и от оптимальных значений режимных параметров при эксплуатации [2].

На большинстве дымовых труб с футеровкой из кислотоупорного кирпича при работе котлов на природном газе и частично на мазуте практически не наблюдается разрушений основного материала футеровки за счет низкотемпературной коррозии. Отмечается разрушение материала швов и антикоррозионных покрытий футеровки преимущественно вследствие термических деформаций, вызываемых недопустимыми температурными