

03

Потери давления при течении и конденсации сред внутри труб и каналов

© А.И. Леонтьев, О.О. Мильман

Научно-производственное внедренческое предприятие „Турбокон“
(ЗАО НПВП „Турбокон“), Калуга
E-mail: turbokon@kaluga.ru

Поступило в Редакцию 1 сентября 2014 г.

Теоретические и экспериментальные исследования выявили зависимость параметров процесса конденсации пара в трубах и каналах от схемы движения охлаждающего теплоносителя: противотока, прямотока, перекрестного тока. Потери полного давления пара противотока больше, чем при прямотоке или перекрестном токе. Подобная зависимость существует для течения в каналах газов, плазмы со значительным изменением плотности (нагрев, охлаждение). Дана оценка потерь давления по различным моделям расчета, результаты сопоставлены с экспериментальными данными.

Считается, что при конденсации и кипении схема движения теплоносителей (противоток, прямоток, перекрестный ток) не влияет на величину расчетной температурной разности и размеры поверхности теплообменника. В работах [1,2] рассмотрен случай теплообмена при конденсации пара в трубах многорядного пучка и показано, что гидравлические процессы существенно искажают картину равномерного теплосъема. При конденсации пара внутри отдельной трубы выявлено существенное влияние схемы движения теплоносителей на характер конденсации и величину потерь давления.

Цель этой статьи — теоретическое и экспериментальное исследование особенностей течения при конденсации пара в трубах в зависимости от схемы движения теплоносителей, а также оценка применимости такого подхода к течению высокотемпературных газовых потоков. Мы рассмотрим случаи, когда пар с незначительным содержанием неконденсирующихся газов полностью конденсируется на всей длине

трубы l_0 или часть его отсасывается газоудаляющим устройством, т.е. расходное массовое паросодержание смеси на выходе $x \geq 0$.

Для дальнейших расчетов примем допущения, что расход пара по мере конденсации описывается уравнением

$$G = G_0 \left[\left(1 - \frac{F}{F_0} \right)^m + x \right] = G_0 \left[\left(1 - \frac{l}{l_0} \right)^m + x \right], \quad (1)$$

где G_0 — расход пара на входе при полной конденсации в трубе; F_0 , l_0 , F , l — полные поверхность конденсации и длина трубы и их часть по ходу движения пара, в дальнейшем $\bar{F} = F/F_0$; $\bar{l} = l/l_0$; $\bar{G} = G/G_0$; m — показатель степени, учитывающий характер уменьшения расхода по мере конденсации пара.

В зависимости от условий охлаждения расход пара может изменяться по-разному. Для случая противотока или прямотока изменение расхода по длине трубы будет различным. Это иллюстрируют графики изменения температуры и расходов на рис. 1. Используя данные [3], можно записать уравнение для расчета расхода пара при противотоке

$$\bar{G} = 1 - \frac{1 - e^{-\frac{kF_0}{W}\bar{F}}}{1 - e^{-\frac{kF_0}{W}}} \left(e^{-(1-\bar{F})\frac{kF_0}{W}} \right) \quad (2)$$

и прямотоке

$$\bar{G} = 1 - \frac{1 - e^{-\frac{kF_0}{W}\bar{F}}}{1 - e^{-\frac{kF_0}{W}}}. \quad (3)$$

Здесь k — коэффициент теплопередачи, $W = cG$ — произведение удельной теплоемкости на расход охлаждающей среды. Вид этих зависимостей приведен на рис. 1. Здесь же графики для определения показателя m и кривые, аппроксимирующие эти зависимости по уравнению (1) при $x = 0$, отличие кривых от расчетных по (2) и (3) не более 8% в величине \bar{G} .

Из уравнений (2) и (3) и рассмотрения рис. 1 следует, что потери давления при конденсации пара также будут различными для случаев противотока и прямотока. В частности, можно утверждать, что поскольку темп уменьшения расхода при прямотоке в начале трубы выше, чем при противотоке, то потери давления будут меньше.

Аналогичный механизм работает применительно к движению газовых сред. Так, при интенсивном охлаждении изменение плотности

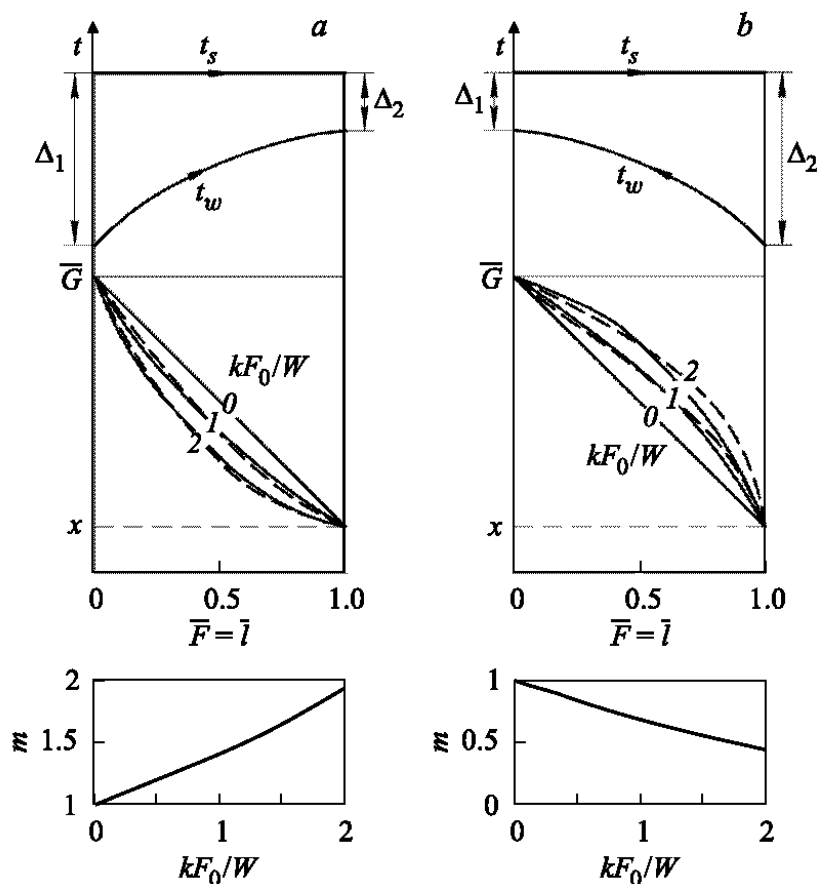


Рис. 1. Изменение температуры, относительного расхода пара и показателя степени m в (1) при конденсации в трубе при прямотоке (а) и противотоке (б): ----- расчет по (1), _____ расчет по (2) и (3).

газа приведет к изменению его объемного расхода и скорости подобно изменению \bar{G} на рис. 1, а или б.

Далее рассмотрим 2 физические модели расчета потерь давления:

- а) квадратичная зависимость потерь давления от скорости пара;
- б) потеря импульса продольного (осевого) движения из-за поперечного потока пара при конденсации.

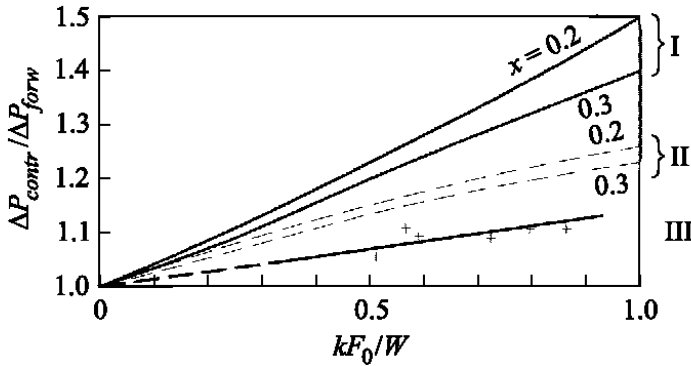


Рис. 2. Соотношение потерь давления конденсирующегося пара при прямотоке, противотоке и перекрестном токе: I — расчет по (5); II — расчет по (7), III — эксперимент.

Если пренебречь изменением плотности пара ρ и коэффициента трения ξ , то потери давления от вязкого трения пропорциональны квадрату скорости w :

$$dp = \frac{\xi}{d} \frac{\rho w^2}{2} dl. \quad (4)$$

Далее произведем замену $\bar{w} = w/w_0$ и $d\bar{l} = d\bar{F}$, для трубы длиной l_0 запишем (4) в виде

$$dp = \xi \frac{l_0}{d} \frac{\rho w_0^2}{2} \bar{w}^2 d\bar{F}.$$

Учитывая, что $\xi \frac{l_0}{d} \frac{\rho w_0^2}{2} = \Delta p_0$, потери давления от вязкого трения при отсутствии конденсации в трубе длиной l_0 получим с учетом (1)

$$d\bar{p} = \frac{dp}{\Delta p_0} = [(1 - \bar{F})^m + x]^2 d\bar{F}$$

и после интегрирования в пределах $\bar{F}(0, 1)$ получим

$$\bar{\Delta p} = \frac{1}{2m+1} + \frac{2x}{m+1} + x^2. \quad (5)$$

На рис. 2 приведено соотношение потерь давления при прямотоке и противотоке в зависимости от параметра $\frac{kF_0}{W}$. При значении $\frac{kF_0}{W} = 1$

и $x = 0$ потери давления при противотоке в 1.6 раза больше, чем при прямотоке, и в 1.22 раза больше, чем при перекрестном токе.

Рассмотрим далее модель расчета с потерей импульса. В соответствии с [4] изменение давления при конденсации движущегося пара можно представить уравнением

$$dp = C_f \frac{\rho w^2}{2} dF \frac{1}{S},$$

где коэффициент трения $C_f = \frac{2q}{r\rho w}$; q, r — плотность теплового потока и теплота конденсации; $dF = \pi d dl$ — дифференциал поверхности трения в трубе сечением $S = \frac{\pi d^2}{4}$.

Пренебрегая изменением диаметра, связанным с толщиной пленки конденсата, после подстановок и преобразований получим

$$dp = \left(\frac{2q}{r} \right) \frac{2w_0 l_0}{d} \bar{w} d\bar{l}; \quad (6)$$

потери давления на длине $\bar{l} = l/l_0 = 1$ определены интегрированием (6) с учетом (1)

$$\Delta p = 4 \left(\frac{q}{r} \right) \frac{w_0 l_0}{d} \left(\frac{1}{m+1} + x_2 \right). \quad (7)$$

На рис. 2 (штриховые линии) приведено соотношение между потерями при противотоке, прямотоке и поперечном токе ($W \rightarrow \infty, m = 1$); при $\frac{kF_0}{W} = 1$ и $x = 0$ потери давления при противотоке больше, чем при прямотоке, в 1.41 раза и больше, чем в перекрестном токе, в 1.2 раза.

Экспериментальная проверка проведена на стенде по типу [5], схема которого представлена на рис. 3. К трубе 4 диаметром 25×2 mm из стали 12X18H10T, установленной под углом 60° к горизонту, подается водяной пар от электрического парогенератора 1 с расходом 0.5–10 g/s. Пар конденсируется, теплообменная труба на длине 2.3 m охлаждается с внешней стороны водой, протекающей в кольцевом зазоре. Течение воды и пара — прямоточное или противоточное с расходом воды 0.06–0.3 kg/s. Перепад полных давлений измеряется с помощью U-образного водяного дифференциального манометра от точки входа до выхода из теплообменных труб, потери давления на входе измеряются с помощью зонда статического давления на входе в трубу (рис 3, b). В схеме подачи охлаждающей воды предусмотрена

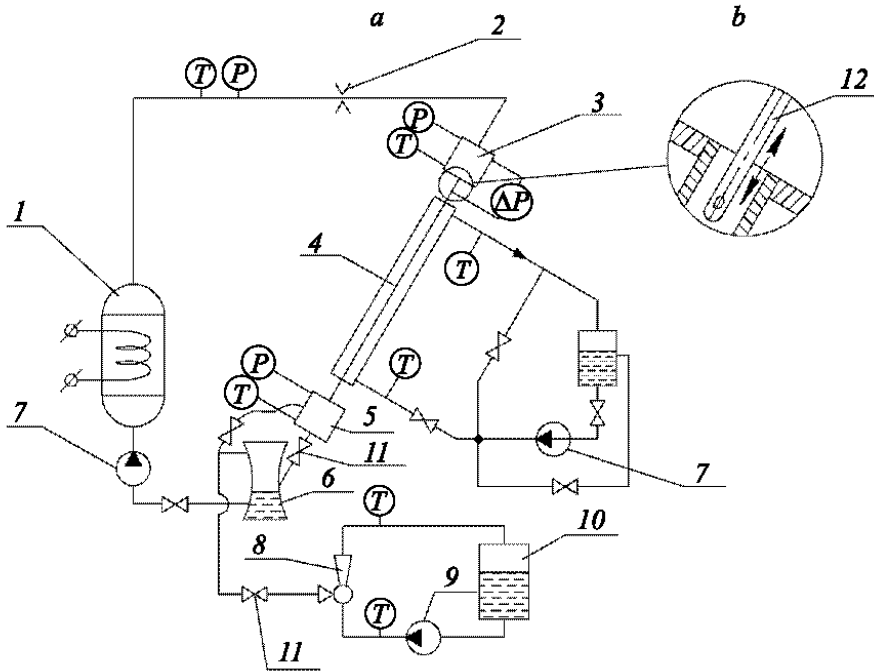


Рис. 3. Принципиальная схема экспериментального стенда: 1 — электрический парогенератор, 2 — расходомерное сопло, 3, 5 — верхний и нижний коллекторы, 4 — труба-конденсатор, 6 — бак сбора конденсата, 7, 9 — насосы, 8 — водоструйный эжектор, 10 — бак циркуляционный, 11 — клапан, 12 — зонд. *a* — схема стенда, *b* — зонд отбора статического давления.

возможность быстрого (0.5–1 s) переключения направления ее течения с противотока на прямоток и обратно с сохранением неизменными расходов пара и воды.

В состав измеренных потерь входят потери давления на входе в трубу Δp_i , линейные потери на трение Δp_f , а также восстановление давления Δp_b , связанное с уменьшением скорости пара по мере конденсации:

$$\Delta p_m = \Delta p_i + \Delta p_f - \Delta p_b.$$

Величину Δp_b можно рассчитать по уравнению [6]

$$\Delta p_b = G_0(w_0 - xw_0) \frac{1}{S}. \quad (8)$$

Следовательно, для выделения величины потерь давления на трение необходимо из измеренных потерь вычесть потерю давления на входе p_i и прибавить величину Δp_b :

$$\Delta p_f = \Delta p_m - \Delta p_i + \Delta p_b.$$

Далее отнесем эту величину к динамическому напору на входе в трубу $\Delta p_{dp} = \frac{\rho w_0^2}{2}$ и вычтем потери входа $\xi_i = 0.517$, определенные с помощью зонда:

$$\Delta \bar{p}_f = \frac{\Delta p_f}{\Delta p_{dp}} = \frac{\Delta p_m}{\Delta p_{dp}} - \xi_i + 2(1 - x_2). \quad (9)$$

В таблице представлены типовые результаты измерений перепада давления в трубе при конденсации перегретого пара. Во всех случаях переход с прямого тока на противоток сопровождался ростом этого перепада.

На рис. 2 приведены результаты обработки данных испытаний в координатах $\frac{(\Delta p_f)_{contr}}{(\Delta p_f)_{forw}} = f\left(\frac{kF}{W}\right)$. Здесь же приведены расчетные значения этого отношения для $x_2 = 0.2$ и 0.3 , что характерно для опыта по обем физическим моделям.

Таким образом, теоретический анализ и экспериментальные исследования выявили зависимость параметров процесса конденсации пара в трубах и каналах от схемы движения охлаждающего теплоносителя: противотока, прямого тока, перекрестного тока. В частности, показано, что потери давления конденсирующегося пара при противотоке всегда больше таковых при прямом токе или перекрестном токе. Аналогичная зависимость характерна также при течении газа со значительным изменением плотности (нагрев, охлаждение).

Основными параметрами, определяющими соотношение потерь давления, являются величина kF/cG и массовое расходное паросодержание на выходе x . С ростом kF/cG отношение $\frac{\Delta p_{contr}}{\Delta p_{forw}}$ увеличивается, с ростом x — уменьшается, при $\frac{kF}{cG} \rightarrow 0$ $\Delta p_{contr}/\Delta p_{forw} \rightarrow 1$.

Анализ экспериментальных данных показал, что модель расчета потери давления с учетом изменения импульса продольного течения дает лучшее согласие с экспериментом, чем модель квадратичной зависимости.

Типовые результаты экспериментов по определению перепада давлений при конденсации в трубе

№ точки	Прямой-ток	Противо-ток	Прямой-ток	Противо-ток	Прямой-ток	Противо-ток	Прямой-ток	Противо-ток
Температура пара на входе t_{1p} , °C	105.37	119.26	121.38	122.98	124.21	124.83	124.89	
Давление пара перед теплообменной трубой p_{1p} , kPa	32.90	32.00	32.00	30.00	44.20	48.20	46.10	
Расход пара G_0 , kg/s	0.00582	0.00588	0.00578	0.00576	0.00577	0.00590	0.00590	
Скоростной напор пара на входе в трубу Δp_{dp} , Pa	746	813	790	841	572	550	576	
Перепад давлений на теплообменной трубе Δp_{dp} , Pa	2549.8	2942.1	2647.9	3086.2	2108.5	2059.5	2304.6	
Относительное расходное паросодержание на выходе x_2	0.169	0.146	0.161	0.134	0.231	0.248	0.225	
Коэффициент теплопередачи k , $W/(m^2 \cdot K)$	1616.48	1616.63	1640.32	1676.15	1271.25	1322.6	1519.98	
Параметр $\frac{kF}{\dot{m}}$			0.70			0.85		
Отношение потерь давлений $\frac{\xi_{cont} - \xi_i}{\xi_{form} - \xi_i}$			1.094			1.075		

Примечание: $\xi_i = 0.517$ — коэффициент потерь полного давления на входе в трубу.

Научные исследования проведены при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России; уникальный идентификатор проекта RFMEFI57614X0049.

Список литературы

- [1] *Milman O. O., Spalding D.B., Fedorov V. A.* // International J. Heat and Mass Transfer. 2012. V. 55. P. 6054–6059.
- [2] *Федоров В.А., Мильман О.О.* Конденсаторы паротурбинных установок. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 560 с.
- [3] *Справочник по теплообменным аппаратам.* Т. 1. М.: Энергоатомиздат, 1987. 559 с.
- [4] *Леонтьев А.И.* (ред.) Теория тепломассообмена. М.: Изд-во МГТУ, 1998. 683 с.
- [5] *Fedorov V.A., Milman O.O., Shifrin B.A.* // High temperature. 2014. V. 52. N 2. P. 318–320.
- [6] *Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А., Соловьев С.Л.* // Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: МЭИ, 2003. 548 с.