

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПАРОВОГО ПОТОКА*

В.Т. Буглаев, А.С. Стребков

Брянский институт транспортного машиностроения, г. Брянск



Анализируются результаты моделирования процесса испарительного охлаждения парового потока диспергированной жидкостью в зависимости от начальных режимных параметров парокапельной смеси. Получены оценки протяженности участка испарения охладителя и глубины охлаждения пара при различных давлениях двухфазного потока. Приведены данные по динамике испаряющихся капель на примере одной из фракций полидисперсного распыла охладителя.

Изучение рабочего процесса испарительных устройств смесительного типа остается актуальной научной и инженерной задачей. Наряду с экспериментальными исследованиями в этой области представляет интерес численное моделирование процесса испарения ансамбля капель диспергированного охладителя в несущем потоке высокотемпературного пара или газа. При этом оказывается возможным избежать ряда методических и организационных проблем при проведении исследований, регистрации и интерпретации его результатов и, в частности, зависимости дисперсной структуры распыла от режима движения двухфазной смеси. Расчет позволяет отдельно отследить влияние таких важных режимных характеристик как температура, давление и скорость несущего потока, а также размеры капель и фракционный состав жидкого охладителя. Решение задачи испарения отдельной капли с учетом ее разгона (торможения) в несущем потоке требует совместного интегрирования уравнений теплового баланса и сопротивления [1]:

$$d\delta = -2Nu \frac{\lambda_r}{r_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} \delta} (T_r - T_{\text{ж}}) d\tau, \quad (1)$$

$$dw = \frac{3}{4} k_c \frac{\rho_r}{\rho_{\text{ж}}} \frac{w^2}{\delta} d\tau, \quad (2)$$

© В.Т.Буглаев, А.С.Пучков, 1999

* - Статья подготовлена в рамках исследований, выполняемых по грантам "Моделирование рабочего процесса испарительного охлаждения газовых потоков в каналах тепловых энергоустановок" и "Моделирование процесса массопереноса при испарительном охлаждении газовых потоков в каналах энергоустановок" (Конкурсы грантов 1995-1997гг. по фундаментальным исследованиям в области энергетики и электротехники").

где T_r , $T_{ж}$ и ρ_r , $\rho_{ж}$ - температура и плотность газа и капли, δ и w - диаметр и относительная скорость частицы, r - удельная теплота парообразования.

В [1] показано, что для расчета коэффициентов теплоотдачи и сопротивления испаряющейся капли традиционные зависимости

$$Nu = H_1 Nu^0, \quad Nu^0 = 2 + 0,6 Re^{0,5} Pr^{0,33}, \quad (3)$$

$$k_c = H_2 \psi(We) k_c^0, \quad k_c^0 = \frac{24}{Re} + \frac{4,4}{Re^{0,5}} + 0,32 \quad (4)$$

должны дополняться поправочными коэффициентами, учитывающими наличие поперечного оттока паров от поверхности и деформацию частиц

$$H_1 = \frac{\ln(1+B)}{B}, \quad B = \frac{c_{pr}(T_r - T_{ж})}{r_{ж}}, \quad (5)$$

$$H_2 = 1 - \frac{0,25 C_0}{1 + 0,01 Re + 0,2 C_0 Re^{-1}}, \quad C_0 = \frac{\lambda_r}{c_{pr} \rho_r v_r} \ln(1+B). \quad (6)$$

Величины этих поправок зависят от теплофизического состояния фаз, а также от текущих значений чисел Рейнольдса Re , Вебера We . Причем для относительно мелких капель (порядка 100 мкм) и низкоскоростных режимов движения (до 100 м/с) влиянием поперечного оттока паров ($H_2=1$) и деформации частиц ($\psi(We)=1$) на сопротивление обычно пренебрегают [2].

В [2] было найдено решение задачи испарения одной капли в потоке газа в форме зависимости между размером частицы, ее относительной скоростью и временем испарения от текущего значения числа Рейнольдса капли. Количественные расчеты, приводимые авторами [2], относятся к режимам испарения частиц в среде высокотемпературных (от 1000 до 3000 К) продуктов сгорания воздуха. Процесс испарения капель в этом температурном диапазоне отличается исключительно высокой интенсивностью вследствие высоких начальных температурных напоров, что позволяет не учитывать массоперенос на стадии прогрева капель и принять за температуру поверхности капли, равной температуре насыщения при давлении несущего газа. При значительном понижении температуры охлаждаемой фазы такой подход можно сохранить только для однокомпонентных систем "пар-жидкость".

Особенностью обсуждаемых результатов было рассмотрение совместного испарения в охлаждаемом потоке пара полидисперсного распыла капель. Детальное описание математической модели испарения полидисперсных капельных распылов, базирующейся на зависимостях (1 - 6), приведено в [3, 4]. Начальная дисперсная структура распыла моделировалась набором фракций капель фиксированного размера. Расчет количества частиц во фракциях выполнялся по зависимости Розина-Рамлера

$$\bar{G} = \frac{G_i^\Sigma}{G_N^\Sigma} = 1 - \exp \left[1 - \left(\frac{\delta_i}{\delta_m} \right)^{\bar{n}_0 \sqrt{\ln(2)}} \right], \quad (7)$$

представляющей отношение суммарного расхода охладителя, приходящегося на долю всех капель с размерами не более, чем у текущей фракции δ_i к общему расходу диспергированного охладителя. Зависимость (7) хорошо отражает дисперсные свойства распылов, генерируемых струйными и центробежными форсунками, которые широко используются в промышленных испарительных системах (например, редукционно-охлаждающих установках паротурбинных блоков и котельных, а также в системах кондиционирования воздуха).

В качестве осредненного размера частиц распыла принимался медианный диаметр $\delta_m=100$ мкм, начальные размеры шести фракций составляли 10, 20, 40, 60, 80, 100, 125, 175, 250 мкм с учетом снижения вероятности появления наиболее крупных капель при формировании распыла. Минимальный и максимальный диаметры частиц оценивались с учетом степени полидисперсности распыла \bar{n}_0 , выражающей соотношение между размерами капель, вероятность присутствия которых в распыле не превышает 0,3%

$$\bar{n}_0 = \frac{3,3333}{\lg(\delta_{\max}/\delta_{\min})}. \quad (8)$$

Для перехода от относительных дисперсных характеристик к оценке количества капель, приходящихся на каждую фракцию распыла, выдерживалась фиксированная степень впрыска охладителя $q = G_{\text{ж}}/G_{\text{п}}$, составлявшая в наших расчетах 1 % от расхода пара. Предполагалось, что пар движется в горизонтальной круглой трубе диаметром 100 мм и длиной до 20 м, что соответствует габаритам промышленных РОУ. Таким образом, при изменении режимных характеристик охлаждаемого пара изменялось лишь число капель в каждой фракции, что значительно упростило интерпретацию результатов моделирования и позволило выявить влияние скорости, температуры и давления несущего потока на эффективность его охлаждения.

На первом этапе расчетов производилась оценка динамики капель распыла в процессе испарения. На рис.1 показано снижение размеров капель одной из фракций (размером 100 мкм, что совпадает с начальным значением медианного диаметра распыла) по длине канала. Как видно из характера кривых на рис. 1, разгон частицы до скорости несущего потока происходит весьма быстро. Это проявляется в снижении темпа сокращения диаметра капель на начальном отрезке длиной от 1 до 3 м, что не превышает 10% от общей протяженности испарительного пути, поскольку по мере разгона частиц быстро падает теплоотдача. Начальная относительная скорость капли (определяемая скоростью движения пара в канале) практически не влияет на относительную протяженность (но не на время!) участка разгона, поскольку коэффициент сопротивления капли (4) зависит от режима движения частицы и обратно пропорционален числу Рейнольдса. Увеличение давления пара от 0,1 до 4,0 МПа характер разгона капли не меняет, поскольку ощутимый рост плотности пара, интенсифицирующий гидродинамическое воздействие на каплю, компенсируется замедлением темпов сокращения размеров частицы и сохранением ее инерционности, что, в конечном итоге, уравнивает протяженность разгонного участка. За его пределами время пребывания капли в канале зависит только от скорости несущего пара и, как показывают данные рис.1, определяет полноту степени испаренности частицы. Так, при давлении пара 0,1 МПа удвоение скорости от 25 до 50 м/с, а затем до 100 м/с практически адекватно увеличивает путь испарения. При давлении пара 4,0 МПа испарительный участок значительно превышает протяженность расчетного рабочего канала, однако соотношение длин отрезков, на которых капля достигает фиксированных размеров (например, 80 мкм) при различных начальных относительных скоростях сохраняется практически постоянным.

Эффективность охлаждения парового потока определяется степенью полноты испарения капель отдельных фракций. Диапазон участков испарения частиц различных фракций в ходе расчетов имел очень широкий разброс и составлял от 0,1 м для мелких капель (10 мкм) до 20 м для капель с начальными размерами от 80 до 175 мкм. Самые крупные частицы (размером 250 мкм) не успевали полностью испариться в пределах расчетного участка, однако при сокращении размеров, например, вдвое, теряли более 80 % от первоначальной массы. Вследствие того, что при сокращении размеров частицы до 5 мкм, масса капель отдельных фракций снижалась в 8-12500 раз, в наших расчетах испарение капли полагалось завершенным по достижении ею диаметра 5 мкм. Следует отметить, что наличие недоиспарившихся капель в канале, не оказывая ощутимого вли-

яния на тепловые показатели работы смесительных устройств, может вызывать серьезные затруднения при их эксплуатации ввиду эрозионной и коррозионной опасности. Поэтому при оценке габаритов рабочих каналов подобных устройств необходимо учитывать не только протяженность участка активного охлаждения несущего потока, но и наличие весьма ощутимого участка доиспарения наиболее крупных капель.

Обобщение расчетных данных по степени испаренности распыленного охладителя представлено на рис.2 в виде зависимости длины испарительного участка от давления охлаждаемого пара для фиксированных значений $\bar{G} = G_{\text{исп}}/G_{\text{ж}} = 0,4, 0,5, \dots, 0,9$. Из характера распределения кривых на рис.2 следует, что на отрезке, соответствующем участку разгона крупных капель, практически независимо от начального давления пара испаряется около 40% от общего количества распыленной влаги. По мере испарения капель мелких фракций (с начальными размерами менее величины медианного диаметра), зависимость степени испаренности распыла охладителя от давления проявляется все более отчетливо: при $\bar{G} = 0,6$ протяженность участка испарения возрастает от 2,5 до 6,0 м; при $\bar{G} = 0,7$ - от 4,0 до 9,0 м; при $\bar{G} = 0,8$ - от 6,0 до 14 м. При достижении степени испаренности $\bar{G} = 0,9$ доиспарение остаточного количества охладителя происходит на удалении более 10 м от входа в канал, и для давлений парового потока более 3,0 МПа значительно превышает отметку 20 м. Следует отметить то обстоятельство, что протяженность испарительного участка для различных значений \bar{G} возрастает приблизительно одинаковыми темпами (6,0:2,5, 9,0:4,0, 14,0:6,0 $\approx 2,33$) и не зависит от давления охлаждаемого пара.

Интегральные показатели, отражающие изменение соотношения между размерами участка активного охлаждения пара и доиспарения отдельных крупных частиц показаны на рис.3а. Помимо давления пара, на это соотношение ощутимо влияет и скорость несущего потока. Как и следовало ожидать, снижение скорости пара благоприятствует более полному испарению капель. Так, 60-процентное испарение воды при давлении 0,1 МПа и скорости пара 25 м/с достигается на отрезке длиной 2,5 против 9 м при скорости 100 м/с. С ростом давления до 4,0 МПа эти значения составляют, соответственно, 6 и более 20 м. При скорости пара 25 м/с достигается почти полное испарение распыленного охладителя в пределах расчетной длины испарительного участка в 20 м, одна-

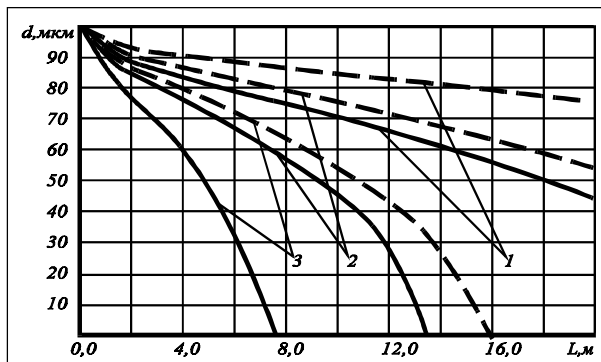


Рис. 1. Сокращение размеров капель фракции №6 в процессе испарения (начальная относительная скорость капли: 1 - 100 м/с; 2 - 50 м/с; 3 - 25 м/с; давление парового потока: — 0,1 МПа; ---- 4,0 МПа)

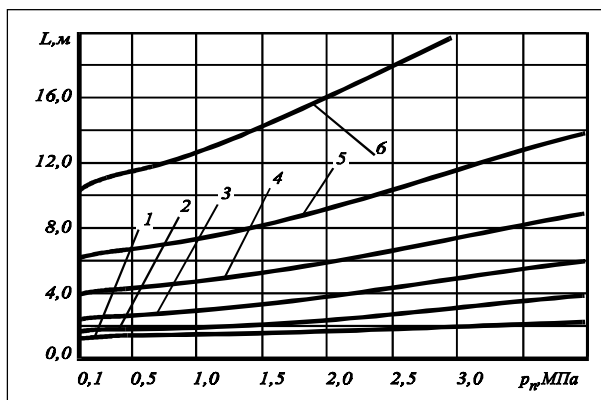


Рис.2. Влияние давления пара на интенсивность испарения диспергированной охлаждающей жидкости (степень полноты испарения охлаждающей жидкости-1 - 40 %; 2 - 50 %; 3 - 60 %; 4 - 70 %; 5 - 80 %; 6 - 90 %)

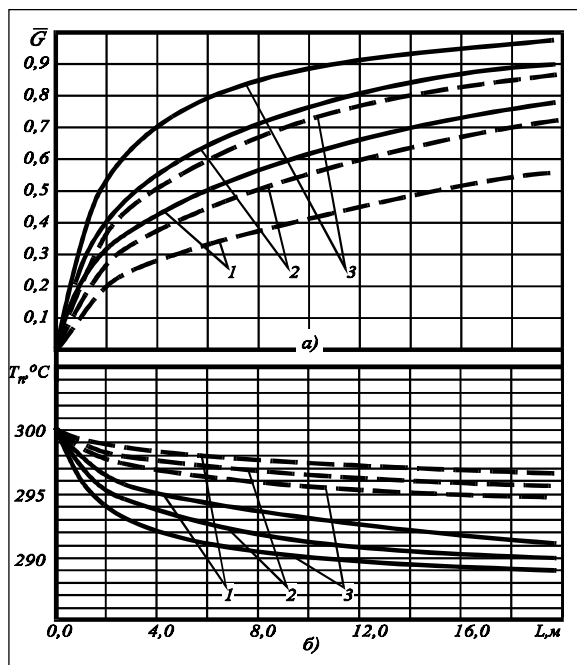


Рис.3. Влияние давления и скорости движения пара на процесс охлаждения парового потока:
а - испарение охлаждающей воды по длине испарительного участка;
б - снижение температуры пара по длине испарительного участка;
начальная скорость пара: 1 - 100 м/с; 2 - 50 м/с; 3 - 25 м/с;
давление парового потока: — 0,1 МПа; ---- 4,0 МПа

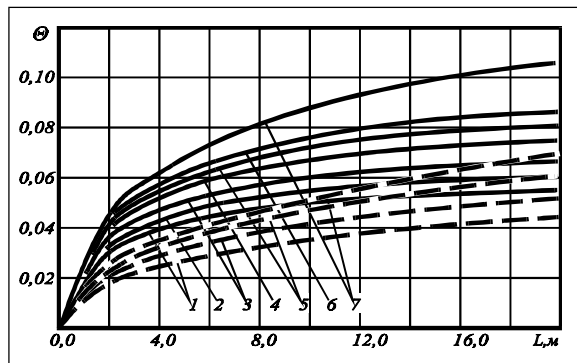


Рис.4. Относительная эффективность испарительного охлаждения при переменном давлении парового потока:
давление парового потока - 1 - 0,1 МПа; 2 - 0,1 МПа; 3 - 0,1 МПа; 1 - 0,1 МПа; 2 - 0,1 МПа; 3 - 0,1 МПа
начальная скорость пара - — 25 м/с; ---- 100 м/с.

Однако основной причиной, обуславливающей заметное снижение степени испаренности охлаждающей воды следует признать увеличение температуры насыщения охладителя. Это влечет при сохранении начальной температуры пара на уровне 300°C падение располагаемого температурного напора почти в 4 раза от 200 до 50°C. Это обстоятельство следует учитывать, оценивая эффективность испарительного охлаждения не только по ухудшению динамики дисперсных характеристик (рис.1) и увеличению протяженности соответствующих испарительных участков (рис.2, 3), но и по росту удельных тепловых потоков между паровой и жидкой фазами в расчете на один градус температурного напора. Соответствующие данные, представленные на рис.4, показывают,

ко при различных давлениях парового потока обеспечивается различная глубина охлаждения парового потока.

Данные по снижению температуры охлаждаемого пара при различных режимах движения двухфазной смеси представлены на рис.36. При начальной температуре парового потока 300 °C и давлении 0,1 МПа распыливание воды в количестве 1% от расхода пара обеспечивает его охлаждение на 8-12°C. Для давления 4,0 МПа конечная температура пара при одинаковой степени впрыска охладителя не опускается ниже 298- 295°C.

Снижение эффекта испарительного охлаждения при росте давления охлаждаемого потока объясняется изменением термодинамических свойств теплоносителей и, в первую очередь, ростом температуры насыщения. С одной стороны, наблюдается снижение удельной теплоты парообразования, с другой стороны, возрастает теплоемкость пара. Соответствующие количественные термодинамические, а также теплофизические характеристики пара и воды [5] приведены в табл.1. Несложные балансовые выкладки

$$\delta T = \frac{G_{\text{ж}} r_{\text{ж}}}{G_{\text{т}} c_{\text{рг}}} \quad (9)$$

показывают, что для достижения равной глубины охлаждения парового потока по мере роста давления в диапазоне 0,1- 4,0 МПа потребуются увеличение подачи охладителя почти на 80%.

Таблица 1

Влияние давления охлаждаемого пара на термодинамические и теплофизические свойства теплоносителей

| Параметр теплоносителя | Размерность | Давление пара, МПа | | | | | | |
|----------------------------------|-----------------------------------|--------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 0,1 | 0,25 | 0,5 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 4,0 |
| Температура пара | $^{\circ}\text{C}$ | 300 | | | | | | |
| Температура насыщения | $^{\circ}\text{C}$ | 99,63 | 127,43 | 151,85 | 179,88 | 198,28 | 212,37 | 250,33 |
| Теплоемкость пара | кВт/кгК | 2,010 | 2,030 | 2,070 | 2,141 | 2,220 | 2,321 | 2,834 |
| Удельная теплота парообразования | кВт/кг | 2258,2 | 2181,8 | 2108,4 | 2014,4 | 1945,4 | 1888,8 | 1711,9 |
| Плотность пара | кг/м ³ | 0,379 | 0,542 | 1,914 | 3,876 | 5,889 | 7,968 | 16,992 |
| Кинематическая вязкость пара | 10 ⁵ м ² /с | 5,331 | 3,725 | 1,054 | 0,519 | 0,341 | 0,251 | 0,117 |
| Теплопроводность пара | Вт/мК | 0,0433 | 0,0437 | 0,0442 | 0,0454 | 0,0466 | 0,0478 | 0,0525 |
| Число Прандтля пара | - | 0,938 | 0,939 | 0,943 | 0,948 | 0,957 | 0,972 | 1,069 |

что относительная глубина охлаждения пара $\Theta = (T'_n - T''_n) / (T'_n - T_{\text{Сж}})$ (где T'_n и T''_n - начальная и конечная температуры пара, $T_{\text{Сж}}$ - температура насыщения охлаждающей воды), по мере роста давления пара возрастает более чем в 1,5 раза.

Для распространения обсуждаемого метода расчета интенсивности испарительного охлаждения на газовые потоки необходимо учесть наличие массоотдачи от поверхности капли и изменение температуры поверхности частиц в процессе ее прогрева до температуры равновесного испарения. Решение этой задачи в сочетании с учетом влияния режимных параметров несущего потока на дисперсную структуру распыливаемого охладителя позволит, на взгляд авторов, достаточно широко использовать полученные результаты моделирования процесса испарительного охлаждения для повышения эффективности промышленных теплоэнергетических установок.

Список литературы

1. Физические основы рабочего процесса воздушно-реактивных двигателей / Под ред. Б.В. Раушенбаха. - М.: Машиностроение, 1964. - 564с.
2. Ламден Д.И., Мостинский И.Л. Об испарении капли, тормозящейся в среде горячего газа // Теплофизика высоких температур. - 1975. - №6. - С.1305-1308.
3. Стребков А.С., Буглаев В.Т. Моделирование процесса испарения полидисперсных распылов // Физические процессы и явления, происходящие в теплоэнергетических установках. - Брянск: Изд-во БГТУ, 1997. - С.4-12.
4. Буглаев В.Т., Стребков А.С. Результаты моделирования теплоотдачи при испарительном охлаждении газового потока капельной влагой: Труды II Российской нац. конф. по теплообмену. - М.: МЭИ, 1998. - Т. 4. - С. 268 - 271.
5. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. - М.: Энергия, 1975. - 80 с.

Поступила в редакцию 6.01.99.

A possible mechanism is studied as to formation of periodic structures in a defect spectrum due to influence of stationary spatially homogeneous source effect and the fusion of defects.

УДК 517.911.5:621.039.58

Numerical Solution of Vlasov Equation with Noncontinuous Coefficients Applied to NPP Simulation \ M.G.Tkachenko, V.A.Galkin; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) - Obninsk, 1999. - 10 pages. - References, 6 titles.

This paper is devoted to analytical and numerical simulation of the Vlasov-Liouville equation. This equation appears in the models of heat and mass transfer related to the laser fusion problem. Exact solutions are constructed and peculiarities of their applications are discussed.

УДК 536.423

Analytical Estimation of the Efficiency of Steam Flow Transpiration Cooling \ V.T.Buglaev, A.S.Strebkov; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) - Obninsk, 1999. - 6 pages, 1 table, 4 illustrations. - References, 5 titles.

The results of simulation of the process of transpiration cooling of steam flow by dispersed liquid depending on the initial mode parameters of steam-drop mixture are analyzed. The estimations are made of the length of cooler evaporation zone and of the extent of steam cooling under different pressures of two-phase flow. The data on the dynamics of evaporating drops for one of the fractions of cooler poly-disperse spray are given.

УДК 536.33

Radiation from a Flat Layer of Scattering Medium with Volume Sources of Heat Generation \ Yu.V. Lipovtsev; Editorial board of journal "Izvestia visshikh uchebnikh zavedeniy. Yadernaya energetika" (Communications of Higher Schools. Nuclear Power Engineering) - Obninsk, 1999. - 6 pages, 1 table, 2 illustrations. - References, 3 titles.

Consideration is made of boundary-value problem on the intensity distribution of radiative heat transfer in flat layer of a semitransparent material with volume sources of heat generation. An analytical solution for the space density of radiation from the layer was obtained which can be used in various problems of this type.