

УДК 536.248.2

А. И. СКИЦКО

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХФАЗНОГО ПАРОВОДЯНОГО ПОТОКА

Введение

Расчет истинных объемных паросодержаний важен для проектирования ядерных реакторов, парогенераторов, теплообменников и различных силовых генерирующих систем [1].

В ряде случаев, помимо коэффициентов теплоотдачи и критических тепловых нагрузок, возникает необходимость в определении одной из важнейших характеристик пароводяного потока – истинного паросодержания в зависимости от режимных параметров в обогреваемом канале, таких как тепловая нагрузка, давление, степень недогрева жидкости и т.д.

Знание истинных объемных паросодержаний также необходимо для создания моделей кризиса теплообмена и расчета критических тепловых потоков. При движении недогретой жидкости внутри обогреваемого канала на некотором расстоянии от входа возникает поверхностное кипение. Прогрев всей массы жидкости по мере движения ее по каналу приводит к нарастанию размеров кипящего слоя и увеличению паросодержания вдоль канала. Предсказание профиля объёмного паросодержания, режима течения, поля температур и распределение по скоростям позволит оптимизировать анализ многих систем.

Физическая модель

На рис. 1. показана схема исследуемой области. В канал с диаметром d_0 и длиной l_0 входит поток воды, под действием перепада давления на входе и выходе поток воды движется с заданной скоростью. Постоянный тепловой поток подводился к стенкам канала.

В работе рассмотрен случай, когда недогретая жидкость входила в обогреваемый канал, начинала кипеть и на выходе канала уже наблюдалась двухфазная смесь жидкости и пара.

Математическая модель

В каждой расчетной ячейке сумма объемных фракций фаз составляет единицу. Математически это может быть выражено следующим образом:

$$\alpha_{ж} + \alpha_{п} = 1 \quad (1)$$

где $\alpha_{ж}$ и $\alpha_{п}$ – объемная доля жидкости и пара соответственно.

Задача расчета двухфазного потока решалась в осесимметричной постановке, поэтому модель уравнения может быть представлена в цилиндрических координатах. Модель включает:

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho_i \alpha_i w_i) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho_i \alpha_i v_i) = M_{i-массф}, \quad (2)$$

где α_i – объемная фракция среды в вычислительной ячейке;

ρ_i – ее плотность;

w_i и v_i – компоненты осевой и радиальной скорости соответственно, нижние индексы i и j представляют фазы и определяют величину жидкости и пара в этой задаче.

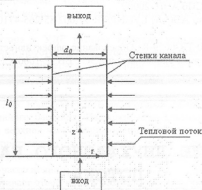


Рис. 1. Схема исследуемой области

$M_{Г-мезоф}$ в уравнении (2) представляет интенсивность массообмена между двумя фазами.
 $M_{Г-мезоф}$ вычисляется по следующей зависимости:

$$M_{Г-мезоф} = M_{Л-мезоф} = \frac{\lambda_{Г} A_{мезоф} (T_{Г} - T_{max}) - \lambda_{Л} A_{мезоф} (T_{Л} - T_{max})}{\Delta H}, \quad (3)$$

где $\lambda_{Л}$ и $\lambda_{Г}$ - коэффициенты теплоотдачи на паро-водяной поверхности раздела. Коэффициенты $\lambda_{Л}$ и $\lambda_{Г}$ определены по зависимостям [2];

ΔH - теплота парообразования при данном давлении;

$A_{мезоф}$ - площадь поверхности раздела для единицы объема:

$$A_{мезоф} = \frac{6\alpha}{d_p}, \quad (4)$$

где d_p - диаметр пузырька, равен 1 мм [3].

Осевая составляющая уравнения движения

$$\frac{\partial}{\partial z} (\rho \alpha w_j^2) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho \alpha w_j u) = -\alpha_j \frac{\partial p}{\partial z} + F(w_j - w_i) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \alpha \mu_{эф} \frac{\partial w_j}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\alpha_j \mu_{эф} \frac{\partial w_j}{\partial z}) + F_b, \quad (5)$$

Радиальная составляющая уравнения движения

$$\frac{\partial}{\partial z} (\rho \alpha_j w_j u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho \alpha_j u^2) = -\alpha_j \frac{\partial p}{\partial r} + F(u_j - u_i) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \alpha \mu_{эф} \frac{\partial u_j}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\alpha_j \mu_{эф} \frac{\partial u_j}{\partial z}), \quad (6)$$

где $F_b = \rho r g$,

g - ускорение свободного падения.

F - в обоих уравнениях представляет собой межфазное трение:

$$F = 0.75 \frac{c_d \rho_L \alpha_L \alpha_G}{d_b} |u_r|, \quad (8)$$

где c_d - коэффициент трения;

u_r - скорость скольжения.

$$c_d = \left\{ \begin{array}{ll} 6.3 / Re^{0.385} & Re > 100, We \leq 8 \\ 2.67 & Re < 100, We > 8 \\ We / 3.0 & Re < 2065.1 / We^{2.6} \end{array} \right\}, \quad (9)$$

где

$$Re = \frac{\rho_L |u_r| d_b}{\mu_L}, \quad (10)$$

$$We = \frac{\rho_L |u_r|^2 d_b}{\gamma} \quad (11)$$

Эффективная вязкость в уравнении определяется следующим выражением:

$$\mu_{эф} = \mu_m + \mu_s \quad (12)$$

где μ_m – турбулентная вязкость, μ_s – молекулярная вязкость,

$$\mu_m = \frac{c_\mu \rho_L k^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

В формулах k – кинетическая энергия турбулентности, ε – скорость диссипации, $c_\mu = 0,09$. Для определения величин k и ε используются следующие уравнения:

$$\frac{\partial}{\partial z} (\rho_L \alpha_L w_L k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_L \alpha_L v_L k) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \alpha_L \Gamma_\kappa \frac{\partial k}{\partial r}) + S_\kappa \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} (\rho_L \alpha_L w_L \varepsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_L \alpha_L v_L \varepsilon) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \alpha_L \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial r}) + S_\varepsilon \quad (15)$$

где Γ_κ и Γ_ε являются коэффициентами диффузии и выражаются как:

$$\Gamma_\kappa = \mu_s \frac{\mu_m}{\sigma_\kappa} \quad (16)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu_s \frac{\mu_m}{\sigma_\varepsilon} \quad (17)$$

σ_κ и σ_ε – числа Шмидта для k и ε соответственно, S_κ и S_ε являются исходными членами и представляются:

$$S_\kappa = \rho_L \alpha_L (G_\kappa - \varepsilon) + \alpha_L G_{\kappa b} \quad (18)$$

$$S_\varepsilon = \rho_L \alpha_L \frac{\varepsilon}{\kappa} (C_1 G_\kappa - C_2 \varepsilon) + \alpha_L c_L G_{\varepsilon b} \frac{\varepsilon}{\kappa} \quad (19)$$

G_κ – коэффициент работы турбулентной энергии, выражается как

$$G_\kappa = \mu_m \left\{ \left(\frac{\partial \omega_1}{\partial r} + \frac{\partial v_1}{\partial z} \right)^2 + 2 \left[\left(\frac{\partial \omega_1}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_1}{\partial r} \right)^2 \right] \right\} \quad (20)$$

В уравнениях (18) и (19) вторые слагаемые – это работа турбулентности по движению пузырей. Лопес де Бертодано [4] предложил следующее выражение:

$$G_{\kappa b} = 0,75 \frac{c_b c_d \rho_L \alpha_L \alpha_2}{d_b} |u_r|^3 \quad (21)$$

где u_r – касательная скорость

$$u_r = \left(\frac{\tau_w}{\rho_L} \right)^{0,5} \quad (22)$$

τ_w – касательное напряжение на стенке.

Константы, используемые в решении, приведены в табл. 1.

Таблица 1

C_b	C_d	C_1	C_2	C_κ	C_ε
0,04	0,09	1,44	1,92	1,0	1,3

Уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial z} (\rho_L \alpha_L w_L h) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_L \alpha_L v_L h) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \alpha \frac{\mu_{эф}}{Pr_{эф}} \frac{\partial h}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\alpha \frac{\mu_{эф}}{Pr_{эф}} \frac{\partial h}{\partial z} \right) + S_{l-мешф} \quad (23)$$

где $Pr_{эф}$ – эффективное число Прандтля, которое включает в себя молекулярные и турбулентные составляющие и $S_{l-мешф}$ представляет передачу энергии между двумя фазами на поверхности раздела.

$$S_{i-мезф} = \lambda_i A_{i-мезф} (T_i - T_{нас}) + M_{i-мезф} (h_i - h_{нас}), \quad (24)$$

где h_i и $h_{нас}$ - энтальпия фазы и энтальпия насыщения соответственно.

Геометрия и граничные условия потока воды, втекающей в обогреваемый канал

Для вертикального потока направление движения совпадает с его осью симметрии. Направление действия силы тяжести противоположно движению потока.

Расчетная область представляет собой прямоугольник с физическими размерами расчетной области 1000 мм × 10 мм (рис. 2). Расчетная сетка является равномерной с размером ячейки 8,5 мм × 0,25 мм.

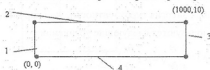


Рис.2. Геометрия расчетной области потока воды, втекающей в обогреваемый канал

Граница 1 – заданы скорость, давление, объемные фракции, температура потока.

Объемная фракция воды задана равной 0,999.

Граница 2 – тепловой поток 0,35 МВт/ м².

Граница 3 – давление, относительная энтальпия на выходе $\chi = - 0,022$.

$$\chi = \frac{h_m - h_m}{\Delta H}, \quad (25)$$

где h_m - энтальпия воды, h_m - энтальпия воды на линии насыщения.

Граница 4 – ось симметрии.

Результаты моделирования

На основе разработанной модели были проведены расчеты двухфазного (пароводяного) вертикального потока, который входит в осесимметричный канал (рис. 1) со степенью недогрева $T - 212^\circ\text{C}$. Параметры потока на входе были следующими: скорость потока 0,5 м/с, давление 1 МПа. Предложенная модель позволяет рассчитывать осредненные и пульсационные характеристики двухфазных турбулентных потоков. Однако, учитывая важность такой характеристики двухфазного потока как локальное объемное паросодержание, основное внимание было уделено расчету именно этой величины. Результаты расчета локального объемного паросодержания на расстоянии 900 мм от входа в канал представлены на рис.3. На этом же рисунке приведены экспериментальные данные работы [5]. Для сравнения были проведены расчеты и для ламинарного двухфазного потока, когда в математической модели турбулентные коэффициенты переноса приравнялись нулю. Данные этих расчетов также показаны на рис.3. Анализ полученных данных показывает, что результаты моделирования с учетом турбулентного переноса лучше согласуются с экспериментальными данными. Этот факт правильно отражает природу двухфазного потока, так как в практически важных случаях двухфазный пароводяной поток является турбулентным. Из рис.3 видно, что поперечное распределение объемного паросодержания носит экстремальный характер – с минимумом в области центра канала.

Выводы

1. В работе развита математическая модель турбулентного двухфазного пароводяного потока, учитывающая фазовые переходы.
2. На основе предложенной модели рассчитаны профили паросодержания для пароводяного потока. Расчетные данные удовлетворительно коррелируются с экспериментальными результатами.

Обозначения

α - объемная доля	$A_{мезф}$ - площадь поверхности раздела для единицы объема
ρ - плотность	d_b - диаметр пузырька
μ - вязкость	F - объемное межжидкостное трение
λ - коэффициент теплоотдачи	F_b - выталкивающие силы

g – вектор сили тяжести h – энтропия r – радиальная координата Pr – число Прандтля Re – число Рейнольдса T – температура u – вектор скорости u_r – касательная скорость скольжения v – компонент окружной скорости w – компонент осевой скорости ΔH – скрытая теплота парообразования

Индексы

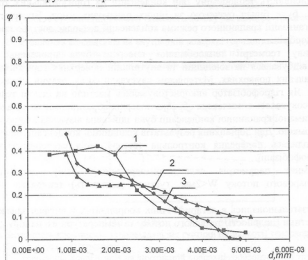
 G – газовая фаза i – газовая или жидкостная фаза j – газовая или жидкостная фаза L – жидкостная фаза

Рис.3. Распределение истинного объемного паросодержания по сечению трубы
 $p = 2$ МПа, $w = 500$ кг/(м²с), $q = 0,35$ МВт/м², $\chi = -0,022$

1- опытные данные; 2- данные ламинарного потока; 3- данные турбулентного потока

Литература

1. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшия И.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. Москва, 1986.
2. Rosten, H., and Spalding, D.B., \Phoenics Manual, CHAM, TR/100", London, 1986.
3. Lai, J.C. and Farouk, B., \Numerical Simulation of Subcooled Boiling and Heat Transfer in a Vertical Ducts", International Journal of Heat and Mass Transfer, 36, 1541-1551, 1993.
4. Lopez de Bertodano, M., Lahey, R.T., and Jones, O.C., \Phase Distribution in Bubbly Two Phase Flow in Vertical Ducts", International Journal of Multiphase Flow, 20, 805-818, 1994.
5. Канухина С.В., Кашцев В.М. Расчет истинного объемного паросодержания и температуры при течении в щелевом канале недогретой жидкости/- Обнинск:Препринт ФЭИ-654,1976.