

ВЛИЯНИЕ ОТКЛОНЕНИЙ ГЕОМЕТРИИ ТРАКТА ДВУХПЕТЛЕВОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НА НЕОПРЕДЕЛЕННОСТЬ ОБЩЕГО КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРОСОПРОТИВЛЕНИЯ

Ю.С. Юрьев*, Ю.Д. Левченко*, И.А. Чусов**, А.А. Казанцев***,

И.Н. Леонов***

* ГИЦ РФ-Физико-энергетический институт им. А.И. Лейпунского, г. Обнинск

** Обнинский государственный технический университет атомной энергетики, г. Обнинск

*** ЭНИМЦ «Моделирующие системы», г. Обнинск



Рассмотрена гидравлическая схема модели корпусного реактора с двумя параллельными потоками жидкости и с отклонениями геометрии тракта. Получены соотношения для оценки возможного разброса суммарного коэффициента гидросопротивления модели в зависимости от степени различия коэффициентов сопротивления частей модели, питающихся различными петлями.

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлическое моделирование проточной части корпусной реакторной установки представляет собой одну из наиболее сложных в техническом плане задач, которая в большинстве случаев сводится к определению величины суммарного коэффициента сопротивления гидромодели. Полученные в ходе проведения испытаний опытные данные, как правило, не «ложатся» плавно на одну кривую, а образуют «облако» точек в окрестности некоторого среднего значения. Величина разброса обусловлена не только погрешностью измерений и обработки данных эксперимента, но и случайными отклонениями геометрии тракта петель.

Ниже в рамках гидравлического подхода делается попытка объяснения величины разброса опытных данных за счет отклонений геометрии трактов двухпетлевой гидромодели реакторной установки. На рис. 1 показана рассматриваемая схема корпусного реактора с двумя параллельными потоками жидкости: правая часть тракта реактора, питающаяся правой петлей, имеет параметры с индексом 1 ($G_1, \zeta_1, A_1, F_1, d_{Г1}$), а левая – с индексом 2.

Интерес представляет случай, когда расходы по правой и левой петлям не равны между собой, т.е. $G_1 \neq G_2$.

© Ю.С. Юрьев, Ю.Д. Левченко, И.А. Чусов, А.А. Казанцев, И.Н. Леонов, 2005

УРАВНЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ

Примем двухчленную форму для коэффициента гидравлического сопротивления [1, 2] для первого из потоков

$$\Delta p_1 = \left(\zeta_1 + \frac{A_1}{Re_1} \right) \frac{\rho W_1^2}{2}. \quad (1)$$

Вся совокупность различных составляющих гидравлических потерь представлена коэффициентом потерь в квадратичной области сопротивления ζ_1 и коэффициентом потерь в области вязкого течения A/Re_1 ; $Re_1 = \rho w_1 d_{r1} / \mu$. С учетом проходного сечения F_1 , получим для расхода G_1

$$\Delta p_1 = \frac{\zeta_1}{2\rho F_1^2} G_1^2 + \frac{A_1 \mu}{2\rho d_{r1} F_1} G_1. \quad (2)$$

Первое слагаемое в этом выражении – квадратичное сопротивление, второе – линейное, соответствующее вязкому трению. Аналогично для второго из параллельных потоков

$$\Delta p_2 = \frac{\zeta_2}{2\rho F_2^2} G_2^2 + \frac{A_2 \mu}{2\rho d_{r2} F_2} G_2. \quad (3)$$

Как видно, потоки реализуются в параллельных каналах с разными геометрическими характеристиками: $\zeta_1 \neq \zeta_2$ – коэффициенты местных потерь; $F_1 \neq F_2$ – проходные сечения; $d_{r1} \neq d_{r2}$ – гидравлические диаметры; $A_1 \neq A_2$ – параметр Пуазейля – ($A_1 = 64$ – для трубы; $A_1 = 96$ – для плоского канала и т.д.).

В зависимости от разности величин этих параметров различаются G_1 и G_2 , которые определяем из условия

$$\Delta p_1 = \Delta p_2, \quad (4)$$

$$\frac{\zeta_1}{2\rho F_1^2} G_1^2 + \frac{A_1 \mu}{2\rho d_{r1} F_1} G_1 = \frac{\zeta_2}{2\rho F_2^2} G_2^2 + \frac{A_2 \mu}{2\rho d_{r2} F_2} G_2. \quad (5)$$

Второе уравнение – баланс массовых расходов

$$G_1 + G_2 = G. \quad (6)$$

Исходный суммарный коэффициент гидравлического сопротивления всего аппарата ζ_Σ есть

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \zeta_\Sigma \frac{1}{2\rho} \left(\frac{G}{2F_0} \right)^2, \quad (7)$$

$$\zeta_\Sigma = \Delta p_1 2\rho \left(\frac{2F_0}{G} \right)^2, \quad (8)$$

где F_0 – сечение патрубка (см. рис. 1).

РЕШЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ

Вводя относительные величины

$$g_1 = \frac{2G_1}{G}; \quad g_2 = \frac{2G_2}{G}, \quad (9)$$

получим систему

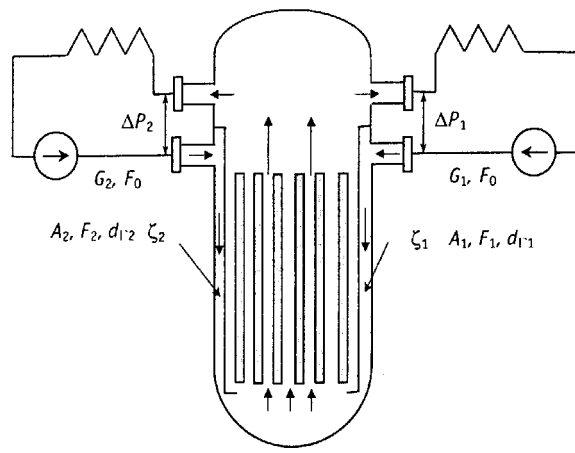


Рис. 1. Расчетная гидравлическая схема модели: индекс 1 – правая петля и правая часть корпуса модели; индекс 2 – левая петля и левая часть корпуса модели

$$\begin{cases} g_1 + g_2 = 2 \\ a_1 g_1^2 + b_1 g_1 = a_2 g_2^2 + b_2 g_2 \end{cases} \quad (10)$$

Она легко решается, однако выражения громоздки и неудобны для анализа. Поэтому, применяя линеаризацию в виде

$$G_1 = 1 + \Delta G, G_2 = 1 - \Delta G, \quad (11)$$

получим

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_1 \frac{F_0^2}{F_1^2} \left[1 + 2 \frac{(a_2 - a_1) + (b_2 - b_1)}{2a_1 + 2a_2 + b_1 + b_2} \right] + \frac{A_1 d_0 F_0}{\text{Re}_0 d_{\Gamma 1} F_1} \left[1 + \frac{(a_2 - a_1) + (b_2 - b_1)}{2a_1 + 2a_2 + b_1 + b_2} \right], \quad (12)$$

где

$$\text{Re}_0 = \frac{w_0 \rho d_0}{\mu} = \left(\frac{G}{2F_0} \right) \frac{d_0}{\mu} \quad (13)$$

– число Рейнольдса для патрубка.

После алгебраических преобразований окончательное выражение примет вид

$$\frac{\zeta_{\Sigma} F_1^2}{\zeta_1 F_0^2} = 1 + \frac{1}{\text{Re}_*} + \frac{1}{2} \left[\frac{\zeta_2 - \zeta_1}{\zeta_1} - \left(2 + \frac{1}{\text{Re}_*} \right) \frac{F_2 - F_1}{F_1} + \frac{A_2 - A_1}{A_1 \text{Re}_*} - \frac{d_{\Gamma 2} - d_{\Gamma 1}}{d_{\Gamma 1} \text{Re}_*} \right], \quad (14)$$

где Re_* – приведенное число Рейнольдса

$$\text{Re}_* = \text{Re}_0 \frac{2d_{\Gamma 1} F_0 \zeta_1}{d_0 F_1 A_1}. \quad (15)$$

АНАЛИЗ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ

При отсутствии различий в геометрии параллельных потоков $\zeta_1 = \zeta_2$; $F_1 = F_2$; $d_{\Gamma 1} = d_{\Gamma 2}$; $A_1 = A_2$ получаем (рис. 2)

$$\frac{\zeta_{\Sigma} F_1^2}{\zeta_1 F_0^2} = 1 + \frac{1}{\text{Re}_*}. \quad (16)$$

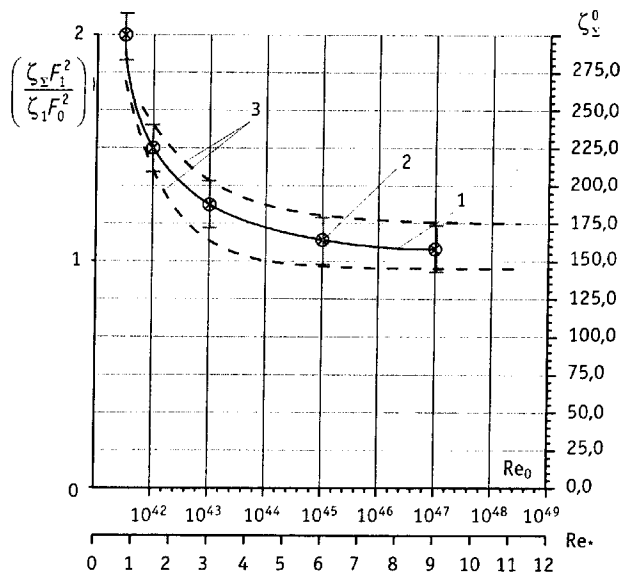


Рис. 2. Зависимость общего коэффициента гидросопротивления от чисел Рейнольдса: 1 – $\zeta_{\Sigma}^0 = \zeta_{\Sigma}^0(Re_0)$ – традиционное представление зависимости для идеального случая без отклонения (индекс 0); 2 – зависимость в обобщенных координатах; 3 – возможный диапазон разброса ζ_{Σ} при отклонении всех параметров на $\pm 10\%$

При $Re^* \rightarrow \infty$ имеем

$$\frac{\zeta_{\Sigma} F_1^2}{\zeta_1 F_0^2} \rightarrow 1, \quad (17)$$

относительный суммарный коэффициент гидравлического сопротивления всего аппарата в области автомодельности по числу Рейнольдса Re_0 .

Физический смысл числа Re^* состоит в том, что при $Re^* = 1$ (малые числа $Re_0 = 0,5 \cdot 10^4$) вдвое увеличивается коэффициент сопротивления ζ_{Σ} , а именно

$$\left. \frac{\zeta_{\Sigma} F_1^2}{\zeta_1 F_0^2} \right|_{Re^*=1} = 2. \quad (18)$$

Поэтому можно представлять результаты в традиционном (в наших обозначениях как Re_0) и обобщенном виде, с приведенным числом Рейнольдса Re^* .

На совмещенном рис. 2 эта зависимость обозначена значком \otimes .

Проиллюстрируем величину эффекта. Пусть для примера

$$\frac{\zeta_2 - \zeta_1}{\zeta_1} = 0,1, \quad \frac{F_2 - F_1}{F_1} = -0,1, \quad \frac{A_2 - A_1}{A_1} = 0,1, \quad \frac{d_{r2} - d_{r1}}{d_{r1}} = -0,1.$$

Тогда

$$\left(\frac{\zeta_{\Sigma} F_1^2}{\zeta_1 F_0^2} \right)^{MAX} = \left(1 + \frac{1}{Re^*} \right) * 1,15.$$

Это означает, что при отклонениях всех параметров в одну сторону на 10% суммарный коэффициент сопротивления изменяется на 15% (пунктир на рис. 2). При суммировании слагаемых как независимых случайных величин эффект снижается в ~2 раза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При наличии внутри корпуса аппарата параллельных потоков их величина может согласованно изменяться вследствие несимметрии геометрии петель тракта и отклонений коэффициентов потерь внутри корпуса модели. При этом изменяется в ту или другую сторону суммарный коэффициент гидравлического сопротивления аппарата. Полученные формулы служат для приближенной количественной оценки этого эффекта. Расчеты показали, что сильное увеличение разброса происходит при малых числах Рейнольдса, когда реализуются линейные слагаемые потерь на трение. При росте чисел Рейнольдса разброс снижается.

Литература

1. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975.
2. *Идельчик И.Е.* Аэродинамика промышленных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1983.
3. *Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П.* Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). – М.: Энергоатомиздат, 1990. – С. 358.
4. *Лятчер В.М., Прудовский А.М.* Гидравлическое моделирование. – М.: Энергоатомиздат, 1984.

Поступила в редакцию 15.03.2005