

АНАЛИЗ РАСЧЕТНОГО МЕТОДА КВАЛИФИКАЦИИ БРУ-А В УСЛОВИЯХ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА

© 2011 г. Хадж Фараджаллах Даббах А. *, К. В. Скалозубов

*Институт проблем безопасности АЭС НАН Украины
* Одесский национальный политехнический университет*

Приведен анализ разработанного ранее расчетного метода оценки работоспособности быстродействующего редуционного устройства сброса среды в атмосферу (БРУ-А) в процессе запроектных аварий с двухфазным потоком. Показано, что основные ограничения применения метода связаны с принятыми допущениями о потенциальных и гомогенных режимах течения.

Ключевые слова: водо-водяной энергетический реактор (ВВЭР); быстродействующее редуционное устройство сброса среды в атмосферу (БРУ-А); двухфазный поток; запроектные аварии; межконтурные течи.

Одним из приоритетных мероприятий Концепции повышения безопасности АЭС Украины является анализ работоспособности БРУ-А ВВЭР при запроектных авариях с межконтурными течами в режимах с двухфазным потоком, которые не квалифицированы по проекту и эксплуатационным испытаниям. Так, в случае незакрытия БРУ-А после открытия в процессе аварии может привести к недопустимым радиоактивным выбросам в окружающую среду.

Известные трудности по созданию адекватных натурным условиям экспериментальных стендов и проведению экспериментальной квалификации БРУ-А в натуральных условиях определили расчетные методы оценки работоспособности БРУ-А при двухфазном потоке, как основные.

В отчете Запорожской АЭС [1] по квалификации БРУ-А ВВЭР 1000 (В-320) при двухфазном потоке одним из расчетных методов является метод оценки фактических гидродинамических нагрузок и допустимых нагрузок на шток клапана БРУ-А. В данной статье проведен анализ применимости этого метода для квалификации БРУ-А при двухфазных потоках.

Основные положения метода. Ввиду того, что метод не нашел широкого отражения в научной литературе, представляется целесообразным подробнее отразить основные положения метода. Кинематическая схема БРУ-А представляет собой две последовательно соединенные передачи – червячную и винтовую, которые обеспечивают невозвратное перемещение штока. Для проведения анализа работы данной схемы, исходя из проектных характеристик двигателей 797-ЭР-О (для БРУ-А 1115-300/350-Э) и 876-ЭР-О (для БРУ-А 960-300/350-Э), исходные данные для расчетов следующие:

Мощность двигателя, кВт	N	11,8
Частота вращения вала двигателя, об/мин	$n_{де}$	1500
Частота вращения выходного вала, об/мин	$n_{вых}$	40,3 (для 797-ЭР-О) 42,3 (для 876-ЭР-О)
Диаметр резьбы, м	D_p	0,07

Моменты на валах редуктора определяются как

$$M_1 = 9,55 \cdot 10^3 (N / n_{де}) = 75,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_2 = M_1 \cdot n_{вых} = 3172,5 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ – для 876-ЭР-О}$$

$$M_2 = M_1 \cdot n_{вых} = 3022,5 \text{ Н}\cdot\text{м} \text{ – для 797-ЭР-О}$$

Усилие на штоке:

$$F = \frac{M_2}{\mu \cdot D_p} = 348626H = 34mc - \text{ для } 876\text{-ЭР-О,}$$

$$F = \frac{M_2}{\mu \cdot D_p} = 332142H = 33mc - \text{ для } 797\text{-ЭР-О,}$$

где μ – коэффициент, учитывающий трение в винтовой передаче.

Полное усилие на штоке, необходимое для перемещения запорного органа, кгс (тс):

$$Q_n = Q_m + Q_z = 31546 \text{ (31,5),}$$

где

усилие трения в сальниковом уплотнении, кгс,

$$Q_m = \pi \cdot D_{ш} \cdot H_c \cdot P_{уд} \cdot \mu ;$$

осевое усилие на штоке, необходимое для перемещения запорного органа, кгс,

$$Q_z = Q_{zp} - Q_v ;$$

осевое усилие на золотник от перепада давления, кгс,

$$Q_{zp} = \frac{\pi}{4} \cdot P_d \cdot (D_{cp}^2 - D_{ш}^2) ;$$

выталкивающее усилие, действующее на шток, кгс,

$$Q_v = \frac{\pi}{4} \cdot D_{ш}^2 \cdot (P^2 - P_d^2) ;$$

необходимое удельное давление на набивку сальника, кгс/мм²,

$$P_{уд} = (\sqrt{P} \cdot \frac{0,02H_c}{C})^2 ;$$

средний диаметр уплотнительных поверхностей, мм,

$$D_{cp} = \frac{D_H + D_B}{2} ;$$

ширина набивки сальникового уплотнения штока, мм,

$$C = \frac{D_s + D_{ш}}{2} ;$$

коэффициент трения в сальнике

$$\mu = 0,044 P_{уд}^{-1/2} .$$

Крутящий момент на втулке шпинделя, Н·м,

$$M_k = Q_n \cdot L = 3103,$$

где

полное усилие на штоке, необходимое для перемещения запорного органа, кгс,

$$Q_n = 31546 ;$$

условное плечо момента

$$L = \frac{D_{sr}}{2} \operatorname{tg}(\alpha_{ln} + \alpha_{lt}) ;$$

угол наклона винтовой линии, рад,

$$\alpha_{ln} = \operatorname{arctg}\left(\frac{H_r \cdot N_{zr}}{\pi \cdot D_{sr}}\right) ;$$

угол трения, рад,

$$\alpha_{lt} = \operatorname{arctg}(\mu_r) ;$$

средний диаметр резьбы шпинделя, мм,

$$D_{sr} = D_{nr} - 0,5Hr;$$

коэффициент трения в резьбовой паре

$$\mu_r = 0,25.$$

Коэффициент запаса по допускаемой нагрузке на шток

$$N_{доп} = \frac{Q_{д}}{Q_{п}} = 2,14,$$

где

полное усилие на штоке (см. выше), кгс (тс),

$$Q_{п} = Q_{M} + Q_{z} = 31546 (31,5);$$

допускаемая нагрузка на шток, кгс (тс),

$$Q_{д} = \frac{Q_{M}}{\nu} = 67523 (67,5);$$

минимальный коэффициент запаса устойчивости $\nu = 2$;

минимальная критическая нагрузка на шток, кгс,

$$Q_{M} = \min (Q_{упр}, Q_{тек});$$

критическая нагрузка при упругом состоянии, кгс,

$$Q_{упр} = \frac{\pi^3 \cdot D_{ср}^2 \cdot E}{4 \cdot Lam^2},$$

Lam – гибкость штока,

$$Lam = \frac{\mu_1 \cdot L}{I_m};$$

$\mu_1 = 0,81 - 1,17x + 1,1x^2$ - коэффициент приведенной длины шпинделя;

$x = \frac{\min (L, L - B)}{L}$ - вспомогательная величина;

$I_m = \frac{D_{ср}^4}{4}$ – радиус инерции расчетного сечения;

$D_{ср} = \frac{D_{гл} + D_0}{2}$ - средний расчетный диаметр штока;

E – модуль упругости материала штока;

критическая нагрузка по пределу текучести в месте проточки штока, кгс,

$$Q_{тек} = \frac{\pi}{4} \cdot D_0^2 \cdot \sigma_{0,2};$$

$\sigma_{0,2}$ – предел текучести материала штока, кгс/мм².

Для определения распределения полей скорости движения и давления в [1] принимается допущение о потенциальном режиме течения и гомогенной равновесной модели двухфазного потока.

Потенциал скорости движения жидкости является скалярной функцией радиуса-вектора точки пространства и времени вида $\varphi = \varphi (x, y, z, t)$, градиент которой равен вектору скорости жидкости

$$\vec{U} = grad \varphi = \nabla \varphi \quad (1)$$

или в проекциях на оси прямоугольной декартовой системы координат получаем следующие определяющие соотношения:

$$U_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x}; \quad U_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}; \quad (2)$$

Для потенциального течения сжимаемой жидкости уравнение сохранения массы принимает следующий вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{U}) = 0. \quad (3)$$

Уравнение движения (уравнение Эйлера) при отсутствии действия сил масс принимает вид

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} + \frac{1}{2} \nabla(\bar{U}^2) + \frac{1}{\rho} \nabla p = 0. \quad (4)$$

Уравнение состояния для баротропного процесса движения

$$\frac{p+A}{\rho_0+A} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^k, \quad (5)$$

где $A = \frac{\rho_0 c_0^2}{k}$; $c_0 = \sqrt{\frac{k p_0}{\rho_0}}$ - скорость звука в покоящейся жидкости и k – показатель адиабаты.

Для БРУ-А рассматриваемых серий – 960-300/350-ЭСБ и 1115-300/350-ЭСБ – определены усилия на шток при воздействии следующих рабочих сред: воды и пароводяной смеси. Расчет усилий на шток клапанов выполнен методом конечного элемента (КЭ). При этом для полного хода штока клапанов – от 0 до 120 мм – определены три диапазона его открытия-закрытия и соответствующие им три расчетные КЭ-модели клапанов:

- 1) ход штока от 0 до 40 мм - КЭ-модель CHINK («щель»);
- 2) ход штока от 40 до 90 мм - КЭ-модель MIDDLE («промежуточное положение»);
- 3) ход штока от 60 до 120 мм - КЭ-модель FULL OPEN («полное открытие»).

Результирующие реакции на шток определены суммированием результатов, полученных для всех рассмотренных случаев (БРУ-А серий 960-300/350-Э и 1115-300/350-Э; вода и пароводяная смесь), по зависимостям для подъемных и прижимающих усилий. Соответствующие результаты представлены на рис. 1 и 2 и в таблице.

Ход штока, мм	Серия БРУ-А	960-300/350-Э	960-300/350-Э	1115-300/350-Э	1115-300/350-Э
	Рабочая среда	вода	пароводяная смесь	вода	пароводяная смесь
0	Наибольшее прижимное усилие на шток, кг	31662,16	31662,16	31662,16	31662,16
120	Наибольшее подъемное усилие на шток, кг	2026,969	4673,635	4419,886	7065,302
120	Среднее усилие на шток, кг	1186,969	2273,635	2379,886	4425,302

120	Минимальное усилие на шток, кг	466,9688	473,635	459,886	705,3023
-----	--------------------------------	----------	---------	---------	----------

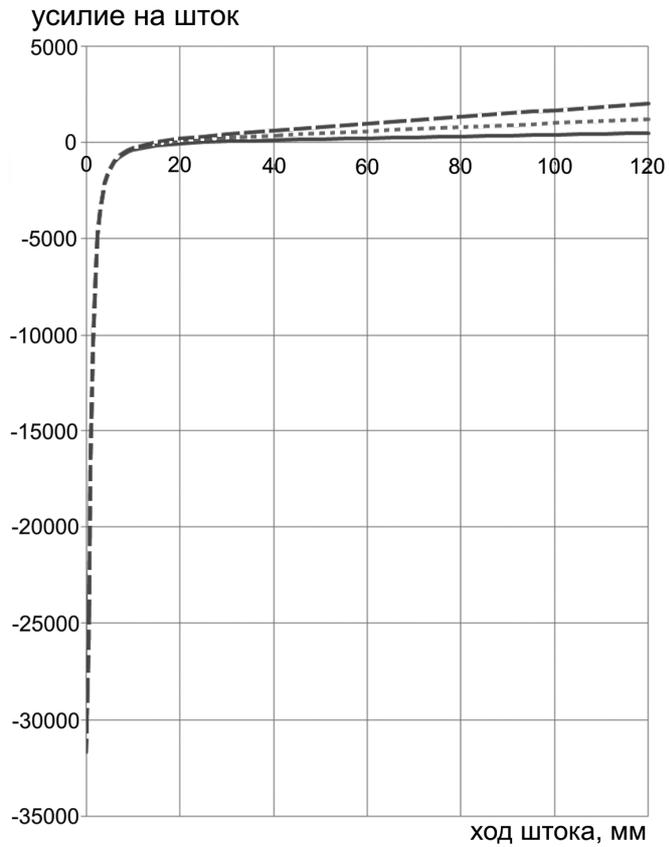


Рис. 1. Результирующие зависимости «ход штока - усилие на шток», демонстрирующие суммарные реакции на шток для БРУ-А серии 960-300/350-Э при его срабатывании на воде:
 — мин; - апрокс; - - - - макс.

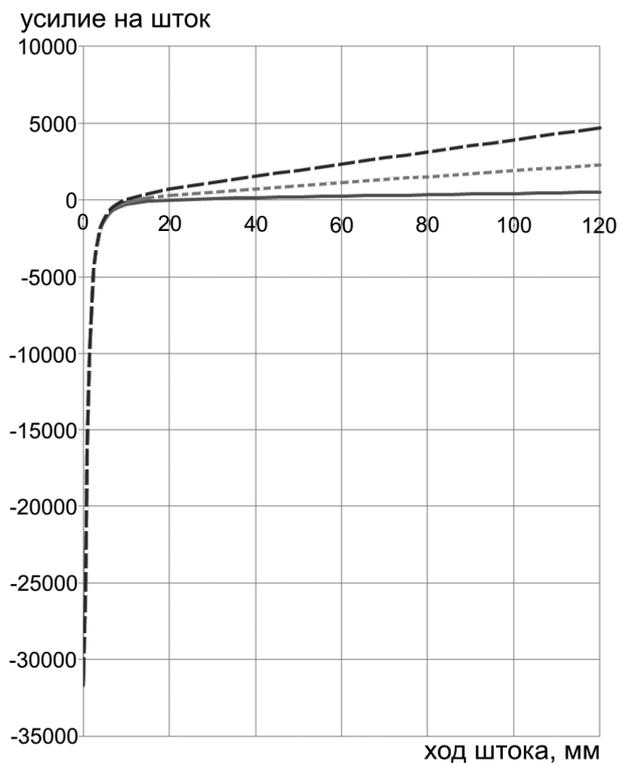


Рис. 2. Результирующие зависимости «ход штока - усилие на шток», демонстрирующие суммарные реакции на шток для БРУ-А серии 960-300/350-Э при его срабатывании на пароводяной смеси:
 ——— - мин; - апрокс; ---- - макс.

Анализ допущений методики. Основным ограничением применимости расчетной методики [1] является допущения о потенциальности течения в проточной части клапана, а также недостаточно корректное моделирование двухфазного потока.

Принятое допущение о потенциальности течения не учитывает диссипативные необратимые потери в проточной части клапана.

Формально из рассмотрения также исключено уравнение сохранения энергии двухфазного гомогенного равновесного потока. Таким образом, фактически не учитывается изменение паросодержания двухфазного потока и его влияние на теплогидродинамические параметры (в том числе и на скорость звука).

В соответствии с известными многочисленными экспериментальными данными (например, [2]) в проточной части клапана БРУ-А по сути происходит адиабатное вскипание двухфазной среды при перепадах давления до 80 бар. Для таких условий истечения характерна значительная термическая и динамическая межфазная неравновесность, а также диссипативные необратимые потери двухфазного потока. Поэтому принятые допущения являются недостаточно обоснованными и ставят под сомнение корректность полученных результатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Отчет* по результатам квалификации БРУ-А 1115-300/350-Э, 960-300/350-Э в режимах истечения воды, пароводяной смеси, пара и в «жестких» внешних условиях / ОП НАЭК "Запорожская АЭС". – 2010. – 316 с.
2. *Герлига В. А., Скалозубов В. И.* Адиабатные вскипающие потоки в энергооборудовании АЭС. - М.: Энергоатомиздат, 1992. – 365 с.

АНАЛІЗ РОЗРАХУНКОВОГО МЕТОДУ КВАЛІФІКАЦІЇ БРУ-А В УМОВАХ ДВОФАЗНОГО ПОТОКУ

Хадж Фараджаллах Даббах А., К. В. Скалозубов

Наведено аналіз розробленого раніше розрахункового методу оцінки працездатності швидкодіючого редуційного пристрою скидання середовища в атмосферу в процесі позапроектних аварій з двофазним потоком. Показано, що основні обмеження для застосування методу пов'язані з прийнятими припущеннями про потенційні та гомогенні режими течії.

Ключові слова: водо-водяний енергетичний реактор (ВВЕР), швидкодіючий редуційний пристрій скидання середовища в атмосферу (БРУ-А), двофазний потік, позапроектні аварії, міжконтурні течії.

ANALYSIS OF CURRENT METHOD OF QUALIFICATIONS BRU-A IN A TWO-PHASE FLOW

Haj Farajallah Dabbach A., K. V. Skalozubov

The paper provides an analysis of a previously developed method for assessing current performance rapid-pressure-reducing device reset the environment to the atmosphere in the process of design accidents with two-phase flow. It is shown that the main limitations of the method associated with the assumptions made about the potential and the homogeneous flow regime.

Keywords: water-water power reactor (VVER), high-speed reduction-relief device environment in the atmosphere (BRU-A), two-phase flow, severe accident, intercontour flows.

Поступила в редакцию 28.09.10