

Исследование прочности конструктивных элементов топливных каналов реакторов Белоярской АЭС

И. Я. ЕМЕЛЬЯНОВ, О. А. ШАТСКАЯ, Е. Ю. РИВКИН, Н. Я. НИКОЛЕНКО

УДК 621.039.5.058

Создание реакторов Белоярской АЭС потребовало решения комплекса физических, металлургических и конструкторских задач. Одна из них — проблема обеспечения прочности конструктивных элементов топливных каналов. Конструктивное выполнение каналов, технология изготовления и условия их эксплуатации сделали необходимым детальное изучение напряженного состояния элементов канала, оценку циклической и коррозионно-механической прочности.

Топливные каналы, осуществляющие ядерный перегрев пара (пароперегревательные каналы) и испарение воды (испарительные каналы), выполнены примерно одинаково (рис. 1). Теплоноситель поступает во входную камеру головки канала, проходит по опускной системе трубопроводов, поворачивает в хвостовике и через подъемную систему трубопроводов попадает в выходную полость головки. Твэлы в испарительных каналах расположены на ше-

сти подъемных ветвях, в пароперегревательных каналах — на трех опускных и трех подъемных ветвях.

Для компенсации разности температурных расширений опускных и подъемных ветвей каналов используются трубчатые компенсаторы. Детали каналов изготовлены из сталей X18H10T и ЭИ-847.

Параметры работы каналов в стационарном режиме

Таблица 1

Блок	Канал	Температура, °С		Давление, кгс/см ²	
		Вход	Выход	Вход	Выход
I	Испарительный	300	330	135	130
	Пароперегревательный	315	510	110	95
II	Испарительный	300	335	145	140
	Пароперегревательный	335	510	130	110

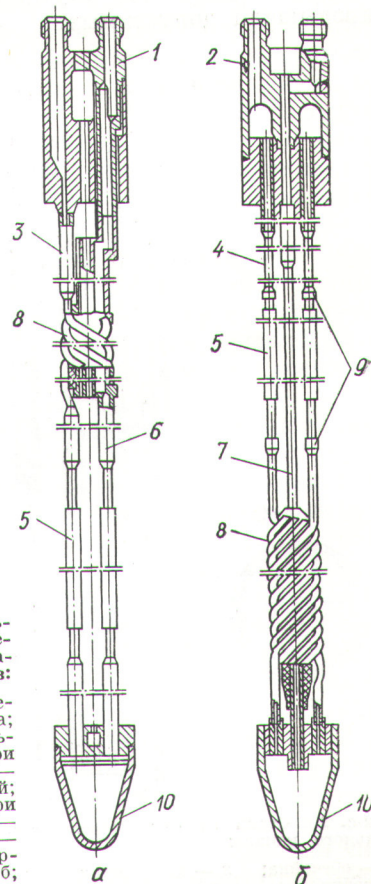


Рис. 1. Принципиальная схема пароперегревательного (а) и испарительного (б) каналов:

1 — головка пароперегревательного канала; 2 — головка испарительного канала; 3 — три опускные ветви; 4 — шесть подъемных ветвей; 5 — твэлы; 6 — три подъемные ветви; 7 — опускные ветви; 8 — компенсаторы; 9 — сварные соединения труб; 10 — хвостовик.

Основные параметры работы каналов в стационарном режиме приведены в табл. 1.

В процессе разогрева разность температур теплоносителя на входе и выходе из пароперегревательных каналов достигает $250-260^\circ\text{C}$.

Анализ напряженного состояния элементов канала. Анализ напряженного состояния элементов каналов проводился расчетным и экспериментальным путем. В элементах каналов определялись напряжения, вызываемые действием внутреннего давления, и температурные напряжения как в стационарных, так и в переходных режимах. Эквивалентные (определенные по энергетической теории прочности) мембранные напряжения, вызываемые действием внутренне-

го давления, ограничивались величиной $\frac{\sigma_{0,2}^t}{1,65}$, где $\sigma_{0,2}^t$ — предел текучести материала труб при расчетной температуре. Местные напряжения в отдельных зонах присоединения труб каналов к головкам и хвостовикам превышали предел текучести. Значения напряжений, вызываемых действием внутреннего давления, не превышали допустимых.

Наибольшие напряжения в головках пароперегревательных каналов в переходных режимах Таблица 2

Режим	Элемент	Диапазон изменения температуры, $^\circ\text{C}$	Напряжение, кгс/см^2
Разогрев	Переходная камера	260—510	20
	Обечайка $\phi 34 \times 1 \text{ мм}$	260—510	14
Аварийный останов	Переходная камера	510—415	12
	Обечайка $\phi 34 \times 1 \text{ мм}$	510—415	12

Головки каналов представляют собой массивные детали, через входные и выходные полости которых протекает теплоноситель, имеющий различную температуру. Если в головках испарительных каналов перепад температур между входом и выходом относительно невелик, то в головках пароперегревательных каналов он может достигать 260°C .

Схема головки пароперегревательного канала представлена на рис. 2. В стационарном режиме существенные температурные напряжения могли возникать лишь в обечайке $\phi 34 \times 1 \text{ мм}$, соединяющей выходной штуцер головки с массивом головки канала. Однако расчет показал, что наибольшие напряжения в обечайке $\phi 34 \times 1 \text{ мм}$ составляют лишь $12,5 \text{ кг/мм}^2$. Это не представляет опасности с точки зрения обеспечения прочности.

В головках пароперегревательных каналов и примыкающих к ним переходных камерах-коробках определялись также температурные напряжения, возникающие в режимах разогрева (продувки) и аварийной остановки. В обоих расчетных режимах наибольшие напряжения в обечайке $\phi 34 \times 1 \text{ мм}$ возникали в точке а, а в переходной камере-коробке — в точке б (см. рис. 2). Значения наибольших напряжений для режимов разогрева и аварийной остановки реакторов БАЭС приведены в табл. 2.

В первом и втором каналах блоков БАЭС применялись четыре модификации компенсаторов, основные характеристики которых приведены в табл. 3.

Расчет компенсаторов проводился по методике, учитывающей интенсификацию напряжений вследствие криволинейности витка компенсато-

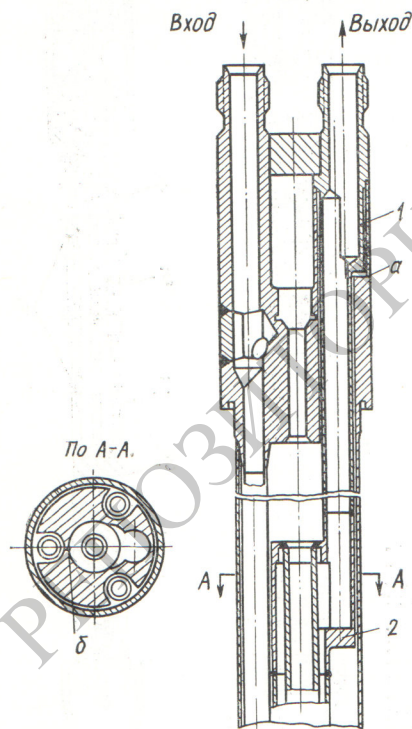


Рис. 2. Схема головки пароперегревательного канала:

1 — обечайка; 2 — переходная камера-коробка.

Основные характеристики компенсаторов

Таблица 3

Размеры трубок компенсаторов, мм	Колич. витков	Средний диаметр витка, мм	Шаг навивки, мм	Угол подъема витка, град	Максимальное перемещение компенсатора, мм
9,4×0,6	5	55	110	32,5	11
9,4×0,6	8	55	110	32,5	42
12×0,6	3	55	110	32	11
12×0,6	9	55	110	32	42

Примечание. Все компенсаторы изготовляли из стали X18H10T.

ра, влияние внутреннего давления на жесткость компенсатора и влияние овальности трубки в сечении витка на распределение напряжений в компенсаторе. Расчет показал, что наибольшие напряжения возникают на первом верхнем витке компенсатора (см. рис. 1) на вогнутой стороне. Значения наибольших условно упругих напряжений приведены в табл. 4.

Наибольшие напряжения в компенсаторах

Таблица 4

Блок	Канал	Размеры трубок компенсатора, мм	Число витков	Наибольшие перемещения, мм	Напряжения, кгс/мм ²
I	Испарительный	9,4×0,6	5	11	36
		12×0,6	3	11	71
I	Пароперегревательный	9,4×0,6	8	42	82
II	Испарительный	9,4×0,6	5	11	36
II	Пароперегревательный	12×0,6	9	42	80

Для проверки методики расчета компенсаторов было проведено тензометрирование. При этом использовались проволоочные датчики сопротивления с базой 5 мм и фольговые датчики с базой 1 мм. Совпадение расчетных и экспериментальных данных оказалось удовлетворительным.

Циклическая прочность элементов каналов. Испытаниям на циклическую прочность под-

вергались как каналы в целом, так и их отдельные наиболее напряженные элементы, такие, как компенсаторы. Циклическое нагружение элементов каналов осуществлялось при переходных режимах — разогревах и расхолаживаниях. Было принято, что общее число всех переходных режимов за период эксплуатации одного канала не превышает 300. В процессе испытаний воспроизводился наиболее жесткий режим разогрева, когда в элементах каналов возникали наибольшие напряжения. Это позволяло распространить полученные результаты на любое сочетание переходных режимов, если их общее число не превышало 300.

Основное внимание было уделено исследованиям циклической прочности пароперегревательных каналов как наиболее напряженных, чем испарительные каналы.

При испытаниях натурных пароперегревательных каналов теплоноситель при 510° С подавался в выходной штуцер канала. В хвостовик канала впрыскивалась вода для снижения температуры теплоносителя, проходящего через опускные ветви каналов, до 260° С. Образовавшаяся смесь выходила через входной штуцер канала. В процессе теплосмен температура на входе в канал снижалась с 510 до 260° С со скоростью 100° С/мин. Последующий разогрев с 260 до 510° С осуществлялся со скоростью 70° С/мин. После 2120 теплосмен никаких повреждений или потерь герметичности элементов каналов обнаружено не было.

Результаты испытаний показали, что при самых жестких переходных режимах, проводившихся со скоростью изменения температуры до 100° С/мин, обеспечивается по меньшей мере семикратный запас по отношению к принятому рабочему числу циклов — 300.

Поскольку, как показал анализ, наиболее напряженным элементом каналов, лимитирующим их циклическую прочность, являются компенсаторы, было предпринято специальное детальное исследование их сопротивления разрушению при циклическом нагружении. Испытывались компенсаторы в исходном состоянии и после термообработки (отжиг в вакууме при 850° С в течение 3—4 ч). Результаты испытаний пятивитковых компенсаторов, изготовленных из трубки $\varnothing 9,4 \times 0,6$ мм и девятивитковых компенсаторов, изготовленных из трубки $\varnothing 12 \times 0,6$ мм, как термообработанных, так и в исходном состоянии, показали, что при рабочих условно упругих напряжениях $\sigma_{\text{уп}} = 80$ кгс/мм² разрушение компенсаторов происходит при числе циклов 7150—60 000. Тем самым было пока-

зано, что компенсаторы обеспечивают запас по отношению к рабочему числу циклов (300), превышающий 23.

Последующие испытания компенсаторов, проведенные при более высоких напряжениях ($\sigma_{\text{пр}}$ равно 95 и 110 кгс/мм²), показали, что и в этом случае компенсаторы оказываются работоспособными, причем обеспечивается по меньшей мере восьмикратный запас по числу циклов.

Результаты проведенных работ свидетельствуют о достаточной циклической прочности элементов топливных каналов при существующих рабочих нагрузках и заданном числе циклов нагружения.

Анализ коррозионно-механической прочности элементов каналов. Как известно, стали аустенитного класса типа 1X18H10T, находясь в контакте с водой или паро-водяной смесью, содержащими кислород или ионы хлора, склонны к коррозии под напряжением. Изучению возможности подобного рода разрушений элементов топливных каналов была посвящена специальная часть работы.

Исследования коррозионно-механической прочности компенсаторов проводили на стенде, позволявшем имитировать по параметрам среды условия эксплуатации. Через компенсаторы, помещенные в электропечь, протекала паро-водяная смесь при давлении $P = 145$ кгс/см² и температуре 340° С. Перед испытаниями компенсаторы циклически нагружались перемещением, создающим в них наибольшие рабочие условно упругие напряжения ($\sigma_{\text{пр}} = 80$ кгс/мм²). Число циклов нагружения равнялось 6000. Циклическое нагружение проводилось для имитации наиболее поврежденного состояния материала компенсаторов к концу эксплуатации каналов. В электропечи компенсаторы находились в состоянии, сжатом на такую же величину перемещения.

После выдержки в течение 144 ч температура компенсаторов понижалась до $100 \pm 5^\circ$ С, давление — до 100 кгс/см². Одновременно в электропечь (снаружи компенсаторов) впрыскивалась вода, содержащая 0,06 мг/л хлоридов. При снижении температуры до 95° С влага конденсировалась, а при 105° С — испарялась. В течение 24-часовой выдержки цикл конденсация — испарение влаги повторялся примерно 30—40 раз. Потом температура повышалась до 340° С, давление до 145 кгс/см² и вновь давалась выдержка 144 ч. Затем снова следовал цикл конденсация — испарение и т. д.

В таких условиях разрушение компенсаторов осуществлялось за 144—1100 ч. Характер раз-

рушения компенсаторов был одинаков: происходило образование сетки трещин на наружной поверхности и развитие их в сквозные свищи. Области образования свищей располагались в самых различных точках компенсаторов. Иногда в одном компенсаторе возникало несколько свищей.

Полученные результаты свидетельствовали о том, что попадание влаги на наружные поверхности компенсаторов и последующее ее испарение могут явиться причиной увеличения концентрации хлоридов на поверхности, развития процессов коррозии под напряжением и последующего разрушения компенсаторов.

Аналогичным образом исследовалась коррозионно-механическая прочность сварных соединений труб каналов. Характерной особенностью первоначально применявшегося типа сварного соединения (так называемого «колокольчика», см. рис. 3) являлось наличие щелей между соединяемыми трубами. Тепловой расчет показал, что достаточно небольшого теплового потока со стороны графитовой кладки реактора для того, чтобы в щелях сварных соединений, омываемых паро-водяной смесью, наблюдалось интенсивное упаривание влаги. Вследствие возможного многократного попадания влаги в щель и последующего ее упаривания происходят увеличение концентрации хлоридов и интенсификация процессов коррозионного растрескивания.

Процесс развития разрушения в сварных соединениях имитировался в лабораторных условиях. Образец с исследуемым сварным соединением помещали в электропечь. Через образец протекала паро-водяная смесь при давлении 110 кгс/см², содержащая в исходном состоянии 0,06 мг/л хлоридов и до 8—10 мг/л кислорода. Температура на наружной поверхности сварного соединения поддерживалась равной 340° С. Тепловой поток подводился от электропечи к наружной поверхности образца (аналогично тепловому потоку от кладки реактора). За критерий сопротивляемости коррозии под напряжением было принято время до обнаружения трещин на поверхностях сварных соединений при металлографических исследованиях.

При таком режиме испытаний трещины в сварном соединении типа «колокольчик» обнаруживались уже после 160 ч. Через 700—2000 ч в сварных соединениях начинали образовываться сквозные свищи. Тип разрушения был характерен для коррозионного растрескивания.

Сопоставление результатов лабораторных исследований с отдельными случаями разрушений

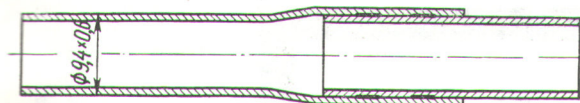


Рис. 3. Сварное соединение типа «колокольчик».

элементов каналов, компенсаторов и сварных соединений в процессе эксплуатации БАЭС позволяло считать, что причиной их разрушения может являться коррозия под напряжением, интенсифицирующаяся вследствие увеличения локальной концентрации хлоридов в отдельных зонах на поверхностях этих элементов.

Способы повышения долговечности элементов каналов. Как показал анализ коррозионно-механической прочности элементов топливных каналов, причиной разрушения компенсаторов и сварных соединений может являться коррозия под напряжением. Поэтому были проведены изыскания путей защиты компенсаторов и сварных соединений от коррозионного растрескивания.

С целью защиты компенсаторов предложены следующие методы: 1. Снятие остаточных напряжений путем аустенизации (нагрев в вакууме до 1100°C , выдержка 3—4 мин) или стабилизации (нагрев в вакууме до 860°C в течение 3 ч). 2. Протекторная защита путем установки внутри сборки компенсаторов алюминиевого вкладыша. 3. Применение защитных покрытий из никрома и алюминиевых сплавов, наносимых на наружную поверхность компенсаторов газопламенным или плазменным способом.

Компенсаторы, защищенные одним из перечисленных способов, были испытаны по той же методике, что и компенсаторы, находящиеся в исходном состоянии. Испытания показали, что ни термообработка, ни протекторная защита, ни нанесение никромовых покрытий не обеспечивают необходимой защиты компенсаторов от коррозионного растрескивания. Наиболее надежным способом защиты компенсаторов от коррозии под напряжением является нанесение на их наружную поверхность газопламенным или плазменным методом покрытий из алюминиевых сплавов. Нанесение покрытий лишь в незначительной степени снижает циклическую прочность компенсаторов по сравнению с их циклической прочностью в исходном состоянии.

Компенсаторы с нанесенными на их наружную поверхность покрытиями из алюминиевых сплавов используются в топливных каналах БАЭС уже в течение нескольких лет. Ни одного случая их разрушения отмечено не было.

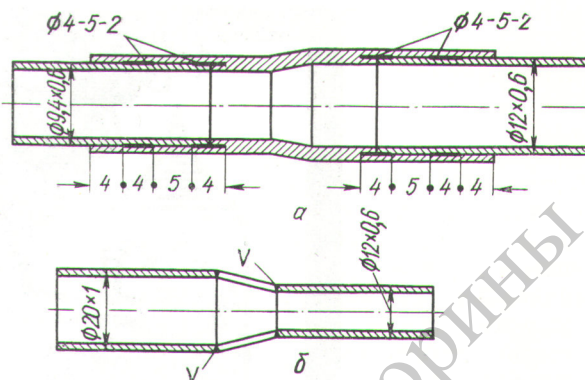


Рис. 4. Бесщелевые сварные соединения, выполняемые роликовой (а) и аргоно-дуговой (б) сваркой.

Наиболее эффективным путем увеличения работоспособности сварных соединений является исключение условий, способных привести к локальному увеличению концентрации хлоридов. Конструктивным мероприятием, позволяющим решить эту задачу, служит ликвидация щелей в сварном соединении. Характерные типы сварных соединений показаны на рис. 4. При испытаниях таких соединений по методике, аналогичной методике испытаний сварных соединений типа «колокольчик», трещин не обнаруживалось даже после 15 000 ч испытаний. Не было случаев разрушения подобных бесщелевых сварных соединений и в процессе эксплуатации.

Из изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Анализ напряженного состояния и результаты исследования циклической прочности элементов топливных каналов показали, что при существующих рабочих нагрузках и температурных воздействиях при числе циклов переходных режимов, не превышающем 300, прочность каналов в условиях, исключающих возможность протекания процессов коррозии под напряжением, является обеспеченной.

2. Отмеченные в процессе эксплуатации случаи разрушения компенсаторов и сварных соединений тонкостенных труб связаны с коррозионным растрескиванием из-за локального увеличения концентрации хлоридов на их поверхностях.

3. Эффективными мерами увеличения долговечности элементов топливных каналов являются нанесение защитных алюминиевых покрытий на наружную поверхность компенсаторов и переход на конструкции бесщелевых сварных соединений.

Поступила в Редакцию 6/V 1971 г.