

УДК 621.642-034.14

Разработка модели расчета контейнера ТУК при динамическом воздействии

Залисский А. В., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Ядерные реакторы и энергетические установки»*

*Научный руководитель: Столотнюк С.В., к.т.н, доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*Столотнюк Я.Д., к.т.н, доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
en7@power.bmstu.ru*

В настоящее время актуальной является проблема обеспечения АЭС современными транспортно-упаковочными контейнерами (ТУК) для хранения и транспортировки отработанного ядерного топлива. Прочностное обоснование является важной составляющей процесса создания новых конструкций отвечающих современным требованиям устройства и безопасной эксплуатации. Разработка надёжных расчетных методов моделирования повреждений конструкции контейнеров от возможных динамических воздействий позволяет обосновать допустимость эксплуатации при расчетных нагрузках самого широкого спектра расчетных случаев. Разработанные модели позволяют оптимизировать процесс конструирования и при необходимости, обоснованно подойти к испытаниям на моделях или натурных образцах.

Рассматриваемая конструкция контейнера CASTOR состоит из цельнолитого толстостенного корпуса, имеющего снаружи кольцевые рёбра.

Форма рёбер обоснована в ходе проведения расчётов на динамические нагрузки. Рассмотрены две конструкции ребер: исходная (рис.1) и модифицированная (рис.2). Материал - специальный чугун со сферическим графитом, обладающий высокой ковкостью, пластичностью и хорошей коррозионной устойчивостью. Защита от излучения обеспечивается толстыми стенками. Функцию нейтронной защиты выполняет материал с высоким содержанием водорода (бронированный полиэтилен, каучук силиконовый или фтористый), размещаемый в 80 каналах по длине корпуса. Графит,

содержащийся в чугуне занимающий 7-8% объема отливки, дополняет, в свою очередь, нейтронную защиту.

Герметизация контейнера осуществляется при помощи верхней крышки, имеющей три ряда отверстий под резьбовые соединения со шпильками, предварительно вкручиваемыми в корпус. В нижней части контейнера имеется клапан для проведения испытаний контейнера, а так же для заполнения его инертным газом или водой.

Внутренняя поверхность контейнера плакирована нержавеющей сталью толщиной 1,3-2 мм. Наружные поверхности данного контейнера так же защищены от коррозии напылением полимерного покрытия (эпоксидхромот цинка). Общий вид контейнера представлен на рис. 3.

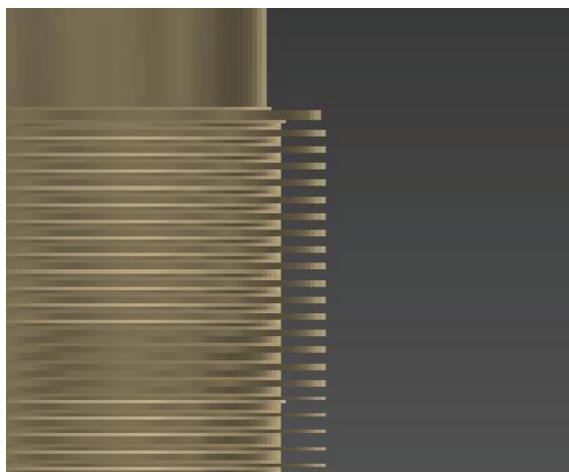


Рис. 1. Стандартная форма рёбер

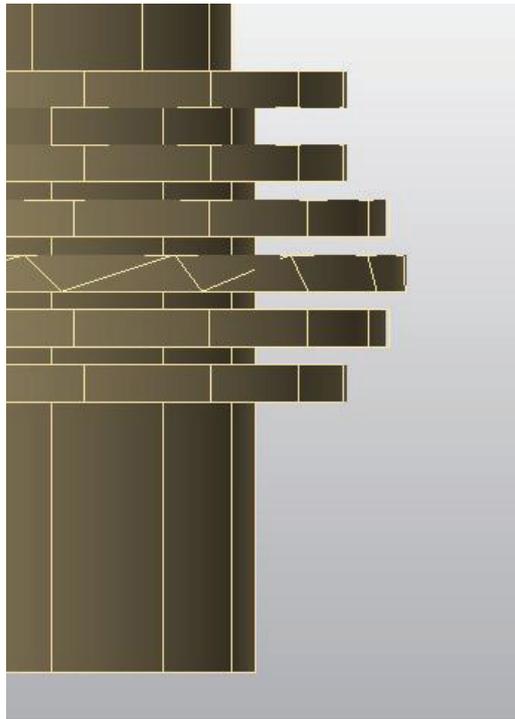


Рис. 2. Модифицированная форма рёбер контейнера VVER CASTOR 1000

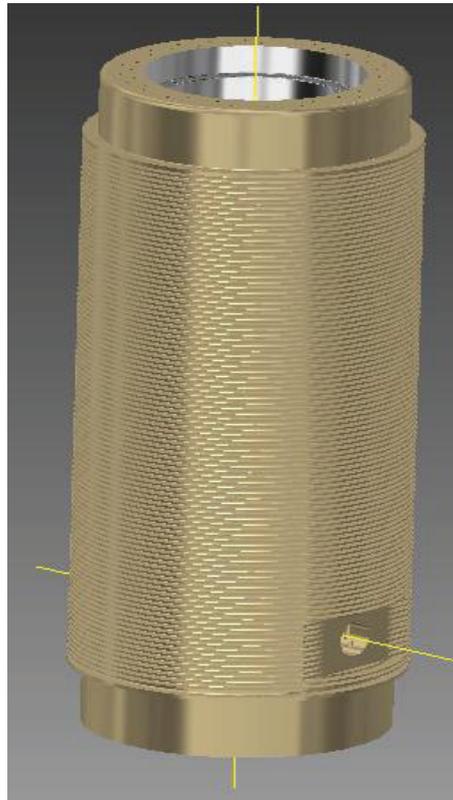


Рис. 3. Общий вид контейнера VVER CASTOR 1000

В данной работе была создана конечно-элементная модель транспортно-упаковочного контейнера CASTOR VVER-1000 в среде программного комплекса ANSYS с разбиением на трёхмерную сетку, имеющую вид параллелепипедов прямоугольного и треугольного сечения в местах расположения отверстий. Для создания трёхмерной твердотельной модели использовался комплекс трехмерного проектирования в Autodesk Inventor. Для оценки напряженно деформированного состояния, возникающего при аварийных ситуациях, был выполнен расчет процесса удара контейнера о не деформируемое основание с высоты девяти метров. Материал в конечно элементной модели рассматривался как упруго - пластический с изотропным упрочнением.

Оценка повреждений строится на основании коэффициента перегрузки, определяемом в момент соударения контейнера с основанием. Предполагалось, что кинетическая энергия запасённая контейнером к моменту удара его об основание полностью перейдет в работу сил деформации. Найденный таким образом коэффициент перегрузки позволяет при приложении его к любому элементу контейнера(крышка, корпус , тепловыделяющая сборка и т.д.) определить напряжение в нём. Это возможно сделать, так как в момент удара каждый из элементов контейнера ведёт себя как обособленная масса. Согласно методике кольцевые ребра контейнера считаются тонкими, следовательно, для расчета их смятия и оценки коэффициента перегрузки использовался расчет силы торможения, возникающей после установления контакта ребро-поверхность.

Сила торможения, возникающая в начальный момент взаимодействия ребер с основанием, определяется по зависимости:

$$P_0 = \sigma_{0.2} \cdot K_g \cdot b \cdot l_p \cdot n, \quad \text{Н}$$

Где K_g – степень сопротивления металла; $\sigma_{0.2}$ – условный предел текучести; n – количество кольцевых ребер одновременно взаимодействующих с основанием.

$l_p = 0,26 \cdot D_{\text{нр}}$ – длина контактной области, мм; b – толщина ребра, мм;

Сила торможения в процессе изгиба кольцевых ребер будет равна

$$P(x) = \frac{M_{\text{пр}}}{h \cdot \sqrt{1 - (1 - \varepsilon)^2}}, \quad \text{Н}$$

Где $\varepsilon = \frac{x}{h}$; $M_{пр.}$ – предельный момент, Н · мм; $h = 0.5 * (D_{нр} - D_{вр})$, мм; x – деформация ребра; $D_{нр}$ – наружный диаметр ребра, мм; $D_{вр}$ – внутренний диаметр ребра мм;

$$M_{пр} = \frac{\sigma_{0.2} \cdot K_g \cdot b^2 \cdot l^{\sim} \cdot n}{4}, \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Где $l^{\sim} = l_1 + 2 \cdot l_2$ – суммарная длина пластических шарниров, мм;

$$l_1 = (D_{вр} + 2 \cdot h) \cdot \sqrt{1 - \frac{D_{вр}^2}{(D_{вр} + 2 \cdot h)^2}}, \text{ мм}$$

$$l_2 = (D_{вр} + 2 \cdot h) \cdot \sqrt{1 - \frac{(D_{вр} + h)^2}{(D_{вр} + 2 \cdot h)^2}}, \text{ мм}$$

Значение силы торможения для двух видов ребер от относительной деформации представлено в таблице 1.

Таблица 1

Сила торможения и соответствующая ей относительная деформация				
Значение силы торможения $P(x), 10^8 \text{ Н}$		Отношение перемещения к высоте ребра x/h	Коэффициент перегрузки	
модифициров	исходная		модифициров	исходная
2.32	6,7	0,0055	192	566
1.64	4,8	0,011		
1.34	3,9	0,017		
1.16	3,4	0,022		

Максимальное значение силы торможения реализуется в начальный момент соприкосновения кольцевых ребер с основанием.

Максимальный коэффициент перегрузки

$$K_{max} = \frac{P_{max}}{m \cdot g}$$

Где $m = 120000$ – масса корпуса, кг; $g = 9,8$ – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$

Работоспособность ТВС при падении контейнера оценивалась по прогибам системы, в которую входят тепловыделяющая сборка и шестигранный чехол. Допустимое значение прогиба согласно [3] составляет 0.2 мм.

Приведенная жёсткость расчетного участка

$$C_{\text{пр}} = \frac{200 \cdot E_{\text{ТВЭЛ}} \cdot I_{\text{СБ}}}{l_{\text{уч}}}$$

Где $E_{\text{ТВЭЛ}} = 90$ МПа – модуль упругости трубок ТВЭЛ;
 $I_{\text{СБ}} = 0,06 \cdot [(s_{\text{ключ}} + 2 \cdot \delta_{\text{трубы}})^4 - (s_{\text{ключ}})^4]$ – момент инерции шестигранного кожуха; $l_{\text{уч}}$ – длина расчетного участка сборки; $s_{\text{ключ}}$ – размер кожуха под ключ; $\delta_{\text{трубы}}$ – толщина стенки кожуха.

Приведенная сила, действующая на участок сборки

$$Q_{\text{пр}} = 0.52 \cdot m_{\text{уч}} \cdot K_{\text{max}} \cdot g$$

Где K_{max} – максимальный коэффициент перегрузки.

Максимально возможный прогиб участка сборки

$$z_{\text{max}} = \frac{2 \cdot Q_{\text{пр}}}{C_{\text{пр}}}$$

Допустимое значение прогиба:

$$z_{\text{допуст}} = \frac{M_{\text{пр}} \cdot l_{\text{уч}}^2}{28 \cdot E_{\text{ТВЭЛ}} \cdot I_{\text{СБ}}} = 0.2 \text{ мм},$$

где $M_{\text{пр}}$ – предельный момент кожуха.

$$M_{\text{пр}} = \frac{\sigma_{02} \cdot \delta_{\text{трубы}}}{3} \left[(s_{\text{ключ}} + 2 \cdot \delta_{\text{трубы}})^2 + (s_{\text{ключ}})^2 + (s_{\text{ключ}} + 2 \cdot \delta_{\text{трубы}})(s_{\text{ключ}}) \right],$$

где $\sigma_{02} = 250$ – предел текучести материала кожуха, МПа.

Значение максимального прогиба при исходной конструкции рёбер превышает допустимое значение, следовательно, прочность системы тепловыделяющая сборка-чехол

не обеспечивается. Для обеспечения необходимого демпфирования, было предложено внести изменения в форму оребрения контейнера, а именно увеличить высоту ребер с одновременным уменьшением их числа. Участок с модифицированным оребрением представлен на рис 2. Как видно из рисунка, теперь он представляет собой синусоидальный периодически повторяющийся профиль. Отличием от стандартного варианта является внешний диаметр наибольших ребер, в данном случае он составляет:

$$D_{\text{нр мод}} = 2253 - \text{наружный диаметр модифицированного ребра, мм.}$$

Сравнительные результаты аналитических расчетов прогиба приведены в таблице 2.

Таблица 2

Величина прогиба для исходных и модифицированных ребер

Условие нагружения	Прогиб, мм		Допустимое значение прогиба, мм
	Исходный вариант	Модифицированный вариант	
Падение на рёбра в горизонтальном положении	0.35	0.12	0.2

Результаты расчетов деформации двух видов рёбер полученные при моделировании падения контейнера в среде ANSYS приведены в таблице 3.

Таблица 3

Величина деформации для исходных и модифицированных ребер

Условие нагружения	Деформация, мм	
	Исходный вариант	Модифицированный вариант
Падение на рёбра в горизонтальном положении	0.8	14.2

Заключение

Сравнительный анализ полученных результатов, показывает, что использование второго варианта ребер наиболее целесообразно, с точки зрения демпфирования. При проведении анализа получено хорошее согласование результатов численного и

аналитического расчетов. Предложенная методика может быть использована для любых контейнеров, имеющих общие конструктивные элементы.

Список литературы

1. Александров Н.Н, Казанцев А.Г. Обоснование прочности контейнера ТУК-128 // Вопросы атомной науки и техники. 2011. № 1 С. 37-49.
2. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. М.: ДМК Пресс, 2005. 640 с., ил.
3. Варламова Л.П., Тибанов В.П. Методические указания к выполнению домашнего задания по разделу «Соединения» курса «Основы конструирования деталей и узлов машин». М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 88 с., ил.