

## ОСОБЕННОСТИ ПОДХОДОВ К ОБОСНОВАНИЮ ПРОЧНОСТИ И РЕСУРСА КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ РЕАКТОРНЫХ УСТАНОВОК ПРИ ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

*Воробьев Никита Сергеевич (vapanov@okbm.nnov.ru), Бесчеров Дмитрий Евгеньевич,  
Ереев Михаил Николаевич, Марков Александр Сергеевич, Панов Владимир Александрович*

АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород

Представлены особенности подходов к численному обоснованию прочности и ресурса с применением отечественного программного средства «Ресурс-НН», предназначенного для определения усталостной долговечности конструктивных элементов теплообменного оборудования реакторных установок и сравнение полученных данных с результатами проведенных натуральных экспериментов.

**Ключевые слова:** прочность, ресурс, термоциклическое нагружение.

## FEATURES OF APPROACHES TO JUSTIFICATION THE STRENGTH AND LIFETIME OF STRUCTURAL ELEMENTS OF THE HEAT EXCHANGE EQUIPMENT OF REACTOR PLANTS UNDER THERMOCYCLIC LOADING

*Vorobyev Nikita Sergeevich(vapanov@okbm.nnov.ru), Bescherev Dmitriy Evgenievich,  
Ereev Mixail Nikolaevich, Markov Aleksandr Sergeevich, Panov Vladimir Aleksandrovich*

Afrikantov OKBM, Joint-Stock Company, Nizhny Novgorod

In this paper it is presented the features of approaches to numerical justification of strength and lifetime using "Resurs-NN" domestic software tool, designed to determine the fatigue life of structural elements of heat exchange equipment of reactor installations and it also compares the data obtained with the results of field experiments.

**Key words:** strength, lifetime, thermocyclic loading.

### **Актуальность работы и объект исследования**

Теплообменное оборудование современных реакторных установок (РУ) работает в условиях значительных термоциклических воздействий. Для обеспечения высоких эксплуатационных характеристик в жестких условиях нагружения, необходимо чтобы конструктивный узел оборудования обладал высокой сопротивляемостью термоусталости.

Результаты расчетных исследований и опыт эксплуатации показывает, что анализ накопления повреждений с использованием нормативных мето-

дик и критериев позволяет получить только приближенные, излишне консервативные оценки по накоплению усталостных повреждений в конструкционном материале.

Существующие методы проектирования и оптимизации новой конструкции являются эволюционными и основываются на опыте предшествующей эксплуатации и тщательной экспериментальной отработке новых решений. Самый надежный метод определения ресурса оборудования, функционирующего в условиях случайных температурных пульсаций – ресурсные испытания натуральных конструкций в штатных условиях. Но в отношении оборуду-

## Постановка задачи

дования ядерных реакторных установок, предназначенного для длительной эксплуатации, данный подход чрезвычайно сложен в реализации, высока стоимость и продолжительность таких испытаний. В ряде случаев проведение натурных испытаний в необходимом объеме с целью подтверждения заданных технических характеристик не представляется возможным.

Для повышения точности моделирования предлагается решение актуальной задачи путем численного эксперимента. Обоснование численным экспериментом подтверждено результатами физического эксперимента. Тем самым верифицирована данная технология, которая позволяет обеспечить хорошую представительность, существенно сократить время и затраты на проведение этих работ.

Объектом исследования является узел герметизации паровой полости корпуса парогенерирующего блока (ПГБ), далее тор, РУ интегрального типа в составе штатной конструкции ПГБ и опытной модели, прошедшей ресурсные испытания.

Фрагмент штатной конструкции тора представлен на рис. 1.

Общий вид опытной модели, включающей в себя: тор и его сварные соединения; имитатор коллектора кассеты парогенератора (ПГ) с каналами охлаждения, аналогично штатному изделию; имитатор фланцевой части корпуса реактора с антикоррозионной наплавкой по внутренней поверхности и полости охлаждения снаружи.

Общий вид модели тора представлен на рис. 2.

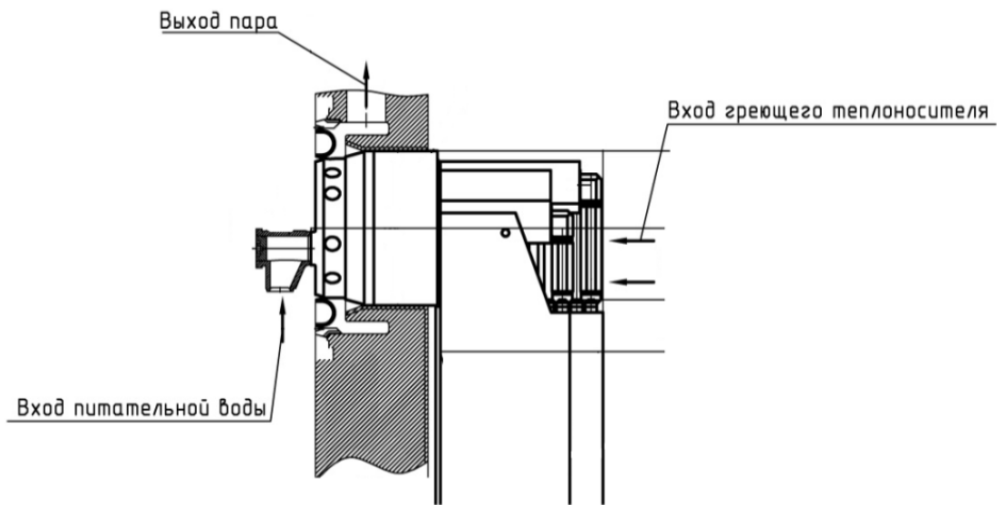


Рис. 1. Фрагмент штатной конструкции тора

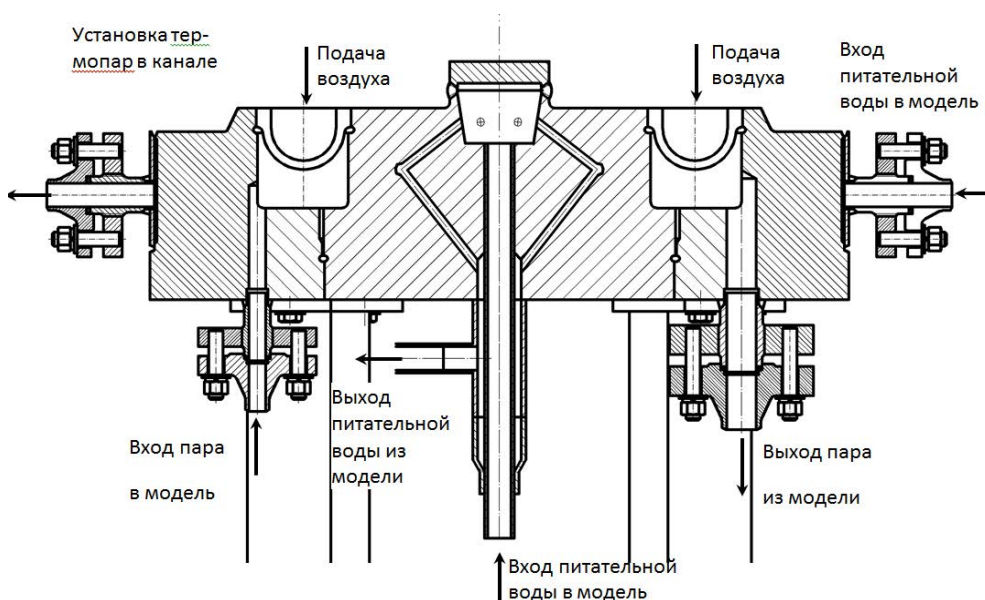


Рис. 2. Общий вид модели тора

## Цель и задачи исследования

Цель работы – выполнить расчетно-теоретическое исследование процессов деформирования и накопления усталостных повреждений в торе при термоциклических воздействиях [1–3].

Для достижения цели работы были решены следующие задачи:

- проведен условно упругий расчет напряженно-деформируемого состояния (НДС) штатной конструкции тора совместно с коллектором кассеты ПГ и фрагментом корпуса ПГБ в 3-D постановке, в определяющих режимах эксплуатации РУ;

- выполнен расчет накопленного усталостного повреждения в наиболее нагруженной зоне тора с использованием результатов условно упругого НДС штатной конструкции тора и методики норм прочности ПНАЭ Г-7-002-86;

- проведен условно упругий и упругопластический расчеты НДС опытной 2-D модели тора в осесимметричной постановке, выполнена верификация расчетной схемы опытной 2-D модели тора;

- выполнено сравнение условно упругого НДС тора опытной модели с результатами тензометрирования полученными на исследовательском этапе ресурсных испытаний;

- проведен расчет усталостной долговечности тора с использованием результатов упругопластического НДС и метода, основанного на энергетическом критерии, реализованного в программе Ресурс-НН, выполнено сравнение результатов данного расчета с результатами ресурсных испытаний.

## Разработка расчетной модели исследования

Расчетная модель для определения НДС тора, рис. 4, включает в себя:

- коллектор кассеты ПГ;
- фрагмент корпуса ПГБ для передачи деформации корпуса на тор;
- тор и его сварные соединения.

В силу симметричного расположения 12 кассет ПГ в корпусе ПГБ и симметрии кассеты ПГ с тройником относительно вертикальной плоскости, проходящей через центральную ось коллектора, расчетная 3-D модель, рис.3, состоит из 1/24 части корпуса ПГБ с 1/2 частью коллектора (от оси коллектора до середины расстояния между соседними кассетами ПГ).

Схема приложения граничных условий к 3-D модели тора приведена на рис. 4.

Элементы коллектора кассеты ПГ, выполненные из стали 08X18H10T-ВД, а также наплавка корпуса (бурт), для которой приняты механические свойства стали 08X18H10T-ВД, на рис. 4 показаны темным цветом.

Корпус выполнен из стали 15X2НМФА КП 395 и рис. 4, показан более светлым цветом.

По поверхности нижнего края корпуса, рис. 4, задано ограничение вертикальных перемещений,  $S_y = 0$ .

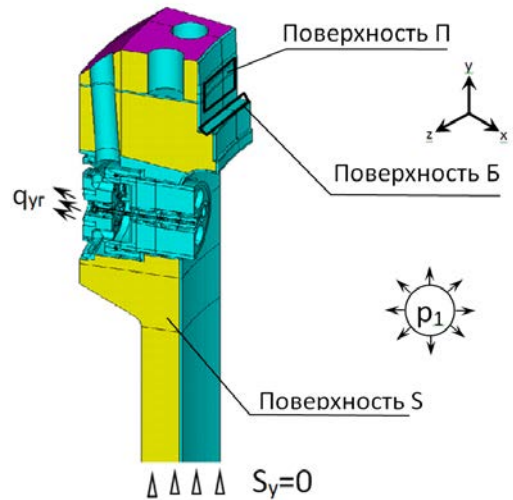


Рис. 3. Расчетная 3-D модель тора, конечно-элементная модель

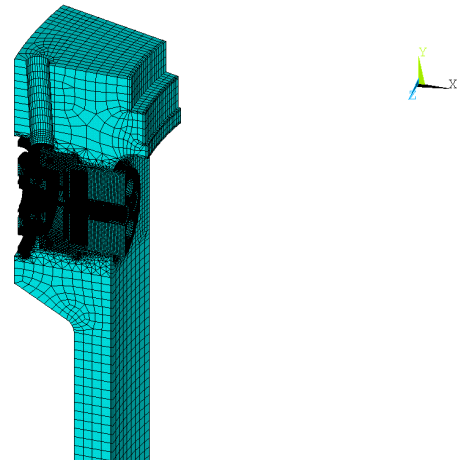


Рис. 4. Схема приложения граничных условий к 3-D модели

На поверхностях светлого цвета отмеченных буквой S, рис.4, задаётся симметрия. Удельное давление затыга шпилек моделируется приложением распределенного усилия от прокладки на цилиндрическую поверхность П корпуса, рис. 4. Удельное давление на бурт (наплавку корпуса) распределено на поверхности Б, рис. 4.

Так как расчет 3-D задач занимает много времени и вычислительных ресурсов, для уменьшения этих затрат при сохранении точности расчетов была разработана 2-D осесимметричная модель, рис 5.

Для определения НДС в торе и его сварных соединениях с коллектором и корпусом создана расчетная 2-D модель тора с граничными условиями, приведенная на рис. 5. На рис. 6 приведена конечно-элементная 2-D модели тора.

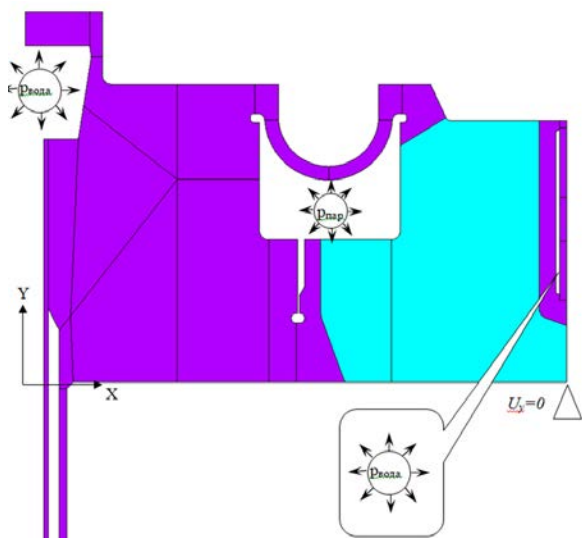


Рис. 5. Расчетная 2-D модель тора с граничными условиями



Рис. 6. Конечно-элементная 2-D модели тора

### Проведение численного эксперимента

#### Расчет 3-D модели конструкции

Расчет 3-D модели конструкции в условно упругой постановке

Узел герметизации испытывает непосредственное воздействие пара, вследствие чего температурные напряжения вносят большой вклад в общее НДС. Распределение температурных полей представлено на рис. 7.

В результате проведенного расчета НДС во всех расчетных режимах получены шесть компонент напряжений  $\sigma_{ij}$  для всех узлов конечно-элементной сетки (КЭС). По результатам расчета НДС проведен подробный анализ в зоне сварного шва соединения тора с корпусом ПГБ и выбран наиболее напряженный узел КЭС 493406, расположение которого показано на рис. 8.

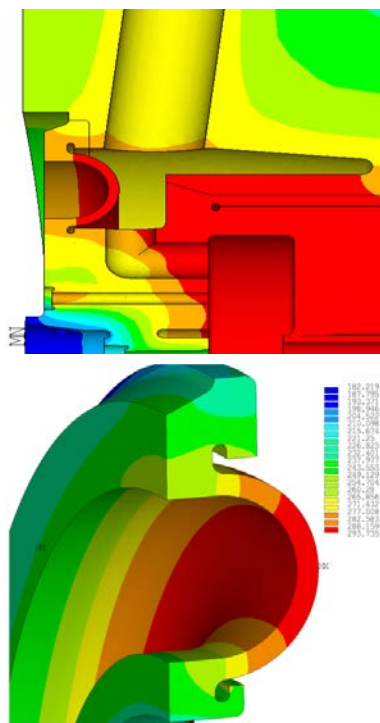


Рис. 7. Распределение температурного поля в модели, в режиме ввода в действие из холодного состояния

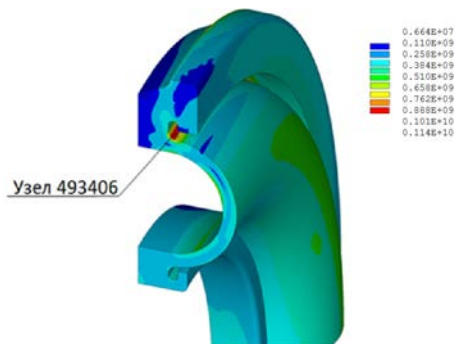
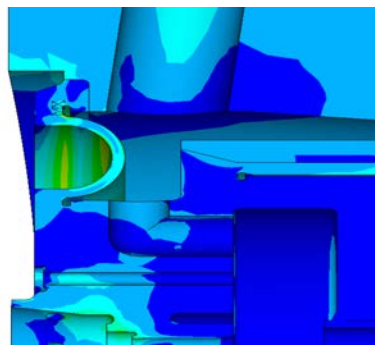


Рис. 8. Распределение приведенных напряжений в модели

В табл. 1 приведены значения главных напряжений  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ , базовых напряжений  $\sigma_i, \sigma_j, \sigma_k$  и приведенных напряжений  $(\sigma_i - \sigma_j), (\sigma_j - \sigma_k), (\sigma_i - \sigma_k)$  с учетом концентрации. В табл.1 приведены значения напряжений только для расчетного момента времени (РМВ), образующих циклы изменения напряжений.

Значения напряжений в узле 493406

Номер РМВ	Температура, °С	Главные напряжения, МПа			Базовые напряжения, МПа			Приведенные напряжения, МПа		
		$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\sigma_3$	$\sigma_i$	$\sigma_j$	$\sigma_k$	$\sigma_i - \sigma_j$	$\sigma_j - \sigma_k$	$\sigma_i - \sigma_k$
0	20	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	20	24	-10,1	-237	-20,1	23,8	-227	-43,8	251	207
1163	239,8	-2,85	-255	-1140	-2,85	-255	-1140	252	888	1140

Амплитуда напряжений в цикле ненагруженное состояние – плановый ввод в действие составляет 1011 МПа.

При расчете на циклическую прочность приняты следующие блоки нагружения при заданном числе циклов  $N_i$  :

- блок 1: 0 → 1 → 0 → 2 → 0 → P4 → 0... $N_1 = 30$ ;
- блок 2: 0 → 1 → 0 → P4 → 0... $N_2 = 40 - 30 = 10$ ;
- блок 3: 0 → P4 → 0..... $N_3 = 300 - 30 - 10 = 260$ ;

Величина накопленного усталостного повреждения в узле 493406 КЭС составляет

$$a_N = 2,77 > [a_N] = 1.$$

Величина накопленного усталостного повреждения превышает допустимое значение равное 1, вследствие этого согласно ПНАЭ Г-7-002-86 для подтверждения циклической прочности тора требуется проведение ресурсных испытаний.

**Расчет 2-D модели конструкции**

Расчет 2-D модели конструкции в условно упругой постановке.

Для уменьшения затрат времени и вычислительных ресурсов был выполнен переход от штатной 3-D модели тора к опытной 2-D модели тора, общий вид которой представлен на рис. 2.

В результате анализа НДС выбран наиболее нагруженный узел – 25627, расположение которого показано на рис. 9.

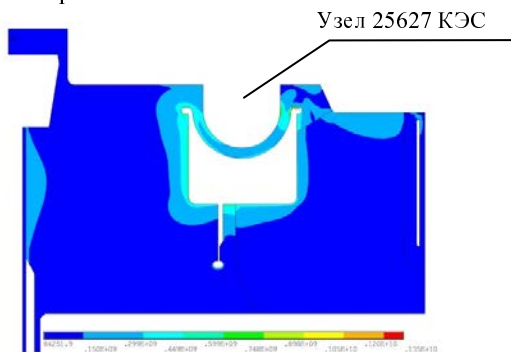


Рис. 9. Распределение приведенных напряжений

Амплитуда напряжения  $\sigma_{af}$  в наиболее нагруженном узле тора опытной модели на десятом цикле нагружения составляет 1068 МПа.

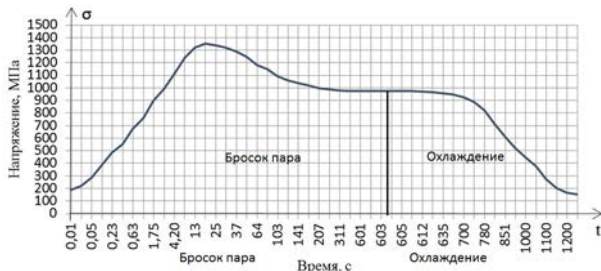


Рис. 10. Изменение приведенных напряжений

Сравнительный анализ результатов расчетов показал, что в торе и его сварных соединениях с коллектором и корпусом штатной 3-D модели тора наблюдается идентичность деформированного состояния тора, распределения температур и напряжений, а также амплитуды напряжений с опытной 2-D моделью тора.

Результаты сравнительного анализа подтверждают возможность использования осесимметричной расчетной схемы 2-D модели тора.

При расчете на циклическую прочность приняты следующие блоки нагружения при заданном числе циклов  $N_i$ :

- блок 1: 0 → P1 → P2 → 0..... $N_1 = 1$ ;
- блок 2: P1 → P2 ..... $N_2 = 2033$ .

Расчет накопленного усталостного повреждения в сварном соединении тора с корпусом ПГБ (узел 25627 КЭС) проведен по программе FLANARM.

Расчет накопленного усталостного повреждения в сварном соединении тора с корпусом ПГБ (узел 25627 КЭС) проведен с коэффициентами запаса  $n_\sigma = 2$  – по напряжениям и  $n_N = 10$  – по числу циклов.

Величина накопленного усталостного повреждения в узле 25627 КЭС составляет

$$a_N = 21,9 > [a_N] = 1.$$

Расчет накопленного усталостного повреждения в сварном соединении тора с корпусом ПГБ (узел 25627 КЭС) проведен с коэффициентами запаса  $n_\sigma = 1$  – по напряжениям и  $n_N = 1$  – по числу циклов.

Величина накопленного усталостного повреждения в узле 25627 КЭС составляет

$$a_N = 2,19 > [a_N] = 1.$$

## Упругопластический расчет опытной 2-D модели тора и результаты эксперимента

В результате ресурсных испытаний было выполнено 2033 термоцикла. После проведения 600, 1110, 1768 и 2033 термоциклов опытная модель прошла гидравлические испытания совместно с определением уровня акустического сигнала в конструктивных элементах модели. После проведения 2033 термоциклов дополнительно выполнены испытания на герметичность. Результаты проверок положительные.

Для получения экспериментальных данных о НДС тора в процессе испытаний проводилось измерение относительных деформаций с использованием тензорезисторов, расположенных согласно схеме на рис. 11. В каждом из четырех взаимно перпендикулярных сечений тора выбраны две точки измерений, как показано на рис. 11.

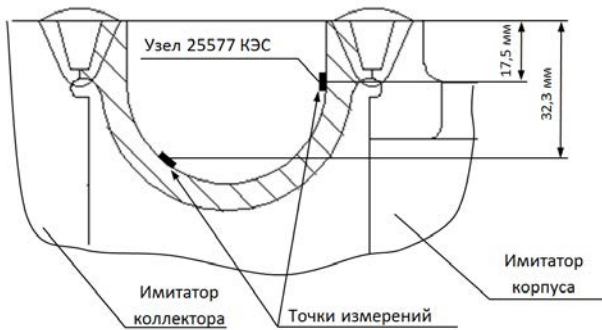


Рис. 11. Точки установки тензорезисторов в сечении тора

В каждой точке измерений установлено два однокомпонентных тензорезистора, измеряющих деформации в двух взаимно-перпендикулярных направлениях – поперек и вдоль окружности тора. Тензорезисторы  $\epsilon_2, \epsilon_6, \epsilon_{10}, \epsilon_{14}$  соответствуют измерению осевой деформации, а тензорезисторы  $\epsilon_1, \epsilon_5, \epsilon_9, \epsilon_{13}$  соответствуют измерению окружной деформации.

Ниже приводится сравнительный анализ результатов измерений и расчетов для одной, наиболее нагруженной точки тора, расположенной на расстоянии 17,5 мм от края и соответствующей расположению узла 25577 КЭС расчетной модели.

После 600 термоциклов проведено гидравлическое испытание парового контура модели давлением 26,5 МПа, выполнен замер показаний тензорезисторов.

Проведен расчет НДС 2-D модели тора при нагружении парового контура давлением 26,5 МПа. Сравнение результатов тензометрирования и расчета приведено в табл.2.

Был выполнен расчет НДС 2-D модели тора при термоциклическом нагружении в предположении упругого деформирования материала.

Экспериментальные и расчетные значения деформации в местах установки тензорезисторов за один термоцикл «прогрев 10 мин, охлаждение 20 мин» представлены на рис. 12 и 13.

Максимальные и минимальные значения осевых деформаций и размах деформаций за один термоцикл нагружения, полученные в эксперименте и расчете, приведены в табл. 3.

Таблица 2

Сравнение результатов тензометрирования и расчета

Номер тензорезистора, направление	Измерение		Расчет	
	Деформация, $10^{-6}$	Напряжение, МПа	Деформация, $10^{-6}$	Напряжение, МПа
$\epsilon_2$ , осевое	-542	-99	-409	-70
$\epsilon_6$ , осевое	-616	-114		
$\epsilon_{10}$ , осевое	-477	-84		
$\epsilon_{14}$ , осевое	-624	-115		
$\epsilon_1$ , окружное	333	38	334	47,5
$\epsilon_5$ , окружное	361	40		
$\epsilon_9$ , окружное	347	46		
$\epsilon_{13}$ , окружное	372	42		

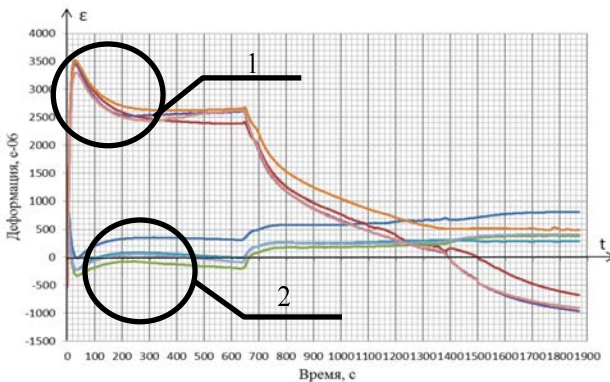


Рис. 12. Экспериментальные значения деформаций: 1 – группа осевых, 2 – группа кольцевых

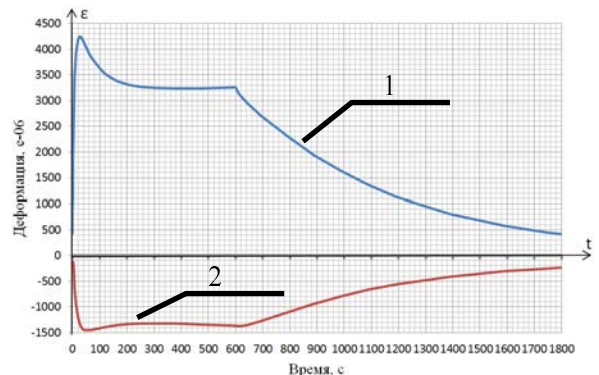


Рис. 13. Расчетные значения деформаций: 1 – осевые, 2 – кольцевые

Таблица 3

Значения осевых деформаций и размах деформаций за один термоцикл нагружения

Деформация за термоцикл	№ тензорезистора (время max, с)	Осевая деформация $\varepsilon_Y \cdot 10^{-6}$		
		$\varepsilon_{Y\_max}$	$\varepsilon_{Y\_min}$	$(\varepsilon_Y)_{RV}$
Эксперимент	$\varepsilon_2$ (29 с)	3515	-675	4190
	$\varepsilon_6$ (29 с)	3451	-964	4415
	$\varepsilon_{10}$ (30 с)	3505	498	3007
	$\varepsilon_{14}$ (32 с)	3303	-909	4212
Расчет	Узел 25577 (30 с)	4242	412	3830

Максимальные и минимальные значения окружных деформаций и размах деформаций за один термоцикл нагружения, полученные в эксперименте и расчете, приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения окружных деформаций и размах деформаций за один термоцикл нагружения

Деформация за термоцикл	№ тензорезистора (время min, с)	Окружная деформация $\varepsilon_Z \cdot 10^{-6}$		
		$\varepsilon_{Z\_max}$	$\varepsilon_{Z\_min}$	$(\varepsilon_Z)_{RV}$
Эксперимент	$\varepsilon_1$ (36 с)	811	-8	819
Эксперимент	$\varepsilon_5$ (39 с)	385	-328	713
	$\varepsilon_9$ (33 с)	290	-221	511
	$\varepsilon_{13}$ (34 с)	408	-225	633
Расчет	Узел 25577 (60 с)	-234	-1453	1219

Из табл. 3 и 4 видно, что данные полученные расчетным путем в предположении упругого деформирования материала существенно расходятся с экспериментальными данными. Для получения более точных расчетных данных необходимо провести расчет в упругопластической постановке, которая намного точнее описывает поведение материала при циклических нагрузках.

Сравнение значений размахов полной осевой и окружной деформаций за один термоцикл, полученных в эксперименте и расчете, приведено в табл. 5.

Таблица 5

Значений размахов полной осевой и окружной деформаций за один термоцикл

Деформация за термоцикл	Осевая деформация $\varepsilon_Y \cdot 10^{-6}$	Окружная деформация $\varepsilon_Z \cdot 10^{-6}$
	$(\varepsilon_Y)_{RV}$	$(\varepsilon_Z)_{RV}$
Эксперимент	4272	619
Расчет	4387	1219

Анализ результатов, представленных в табл. 5, показывает, что в термоцикле значения размахов осевой деформации в эксперименте и расчете в упругопластической постановке отличаются не более чем на 3 %.

Для установления возможных причин различия в эксперименте и расчете максимальных и минимальных значений осевых деформаций, определяю-

щих размах, по результатам расчета были построены зависимости «Деформация – Время» и «Напряжение – Деформация» для десяти термоциклов нагружения, которые представлены на рис. 14 и 15, соответственно.

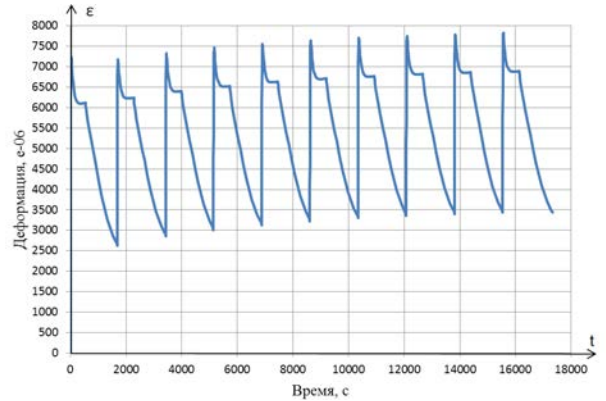


Рис. 14. Зависимость «Деформация – Время»

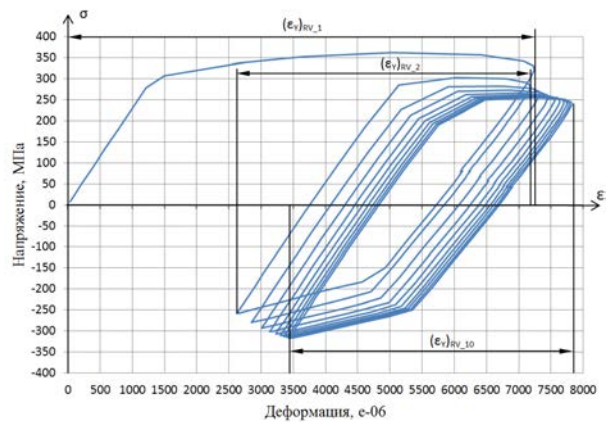


Рис. 15. Зависимость «Напряжение – Деформация»

Из рис. 14 и 15 видно, что на первом цикле нагружения размах деформаций значительно больше, чем на втором и последующих циклах нагружения, при этом в материале тора в рассматриваемой зоне возникает остаточная пластическая деформация  $\sim 2600 \cdot 10^{-6}$ . На последующих циклах нагружения наблюдается ее прирост, скорость которого замедляется, стабилизируется и после  $\sim 8$ -го цикла нагружения составляет  $\sim 3500 \cdot 10^{-6}$ .

### Расчет усталостной долговечности по программе Ресурс-НН

Программа Ресурс-НН [1] считает только установившиеся процессы, но может учитывать и переходные процессы как предысторию нагружения посчитанных в программном комплексе ANSYS. Входными данными для учета переходящих процессов и для расчета усталостной долговечности являются компоненты деформации – их упругие пластические и температурные составляющие.

При первых циклах нагружения, величина пластической деформации и накопления пластической деформации носят наивысший характер. После нескольких циклов процесс стабилизируется, материал прирабатывается, и изменение величины накопления пластической деформации становится малым, стремящимся к одному пределу. На рис. 16 представлен график накопления усталостных повреждений.

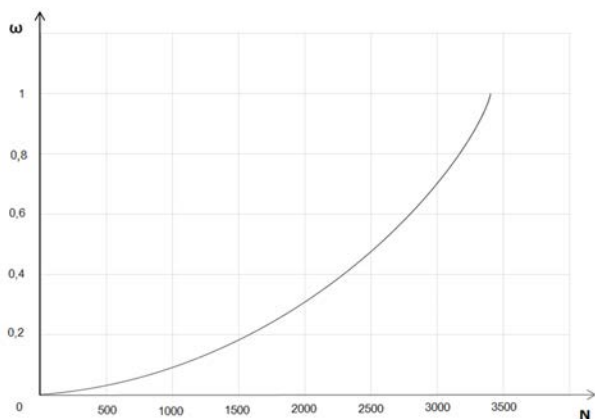


Рис. 16. График накопления усталостных повреждений,  $N_f = 3402$  циклов

Из расчета программы ресурса-НН величина усталостной долговечности соответствует  $N_f = 3402$  циклов.

### Заключение

1. Проведено расчетно-теоретическое исследование процессов деформирования и накопления усталостных повреждений теплообменного оборудования РУ при термоциклическом нагружении.

2. Выполнен расчет циклической прочности узла с целью обоснования его ресурса в соответствии с требованием «Норм прочности ...» ПНАЭ Г-7-002-86. Обоснование назначенного ресурса выполнено путем численного эксперимента. Численный эксперимент позволяет максимально точно моделировать процессы гидродинамики, теплофизики, деформирования, накопления и развития повреждений в конструктивных элементах оборудования и систем РУ с учетом всего спектра нагружающих факторов и особенностей конструктивного исполнения.

3. Обоснование, выполненное путем численного эксперимента подтверждено результатами физического эксперимента, тем самым верифицирована технология, которая существенно сокращает время и затраты на проведение этих работ.

4. В предложенной технологии численного эксперимента импортное программное обеспечение (ПО) необходимо заменить отечественным ПО.

Для расчета гидродинамики, теплопроводности, напряженного состояния рассмотреть возможность применения ПО «ЛОГОС – Прочность».

### Список литературы

1. Коллинз Дж. Поврежденность материалов в конструкциях. М.: Мир, 1984.
2. Дуньев Р. А., Котов П. И. Термоциклическая усталость металлов. М.: Машиностроение, 1980.
3. Митенков Ф. М., Кайдалов В. Б., Коротких Ю. Г., Панов В. А., Пичков С. Н. Методы обоснования ресурса оборудования ЯЭУ М.: Машиностроение, 2007.