

Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 5. С. 195–202
Thermal processes in engineering, 2023, vol. 15, no. 5, pp. 195–202

Научная статья
УДК 621.039.534
DOI: 10.34759/tpt-2023-15-5-195-202

Анализ напряженно-деформированного состояния деталей кожухотрубного теплообменника тороидальной формы, возникающего вследствие разности температур трубного пакета и корпуса

В.В. Кашелкин¹, Я.В. Глазюк¹, А.С. Демидов², В.Ю. Попов²✉

¹ Научно-исследовательский и конструкторский институт энерготехники имени Н.А. Доллежалы, Москва, Россия

² Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Россия
✉ quazzar.89@mail.ru

Аннотация. В работе рассматривается способ определения напряженного состояния элементов тороидального теплообменника с учетом их сложной геометрической формы. При допущении, что деформации возникают только в трубках и корпусе, а трубные доски являются абсолютно жесткими, задача определения напряжений в трубках и корпусе решается методом сил. Перемещения элементов системы выражаются с помощью интеграла Мора. Целью научной работы является создание методики проектирования и расчета теплообменника в корпусе тороидальной формы, при этом учитывается только разность температур этого корпуса и трубного пакета. Отмечается, что, если по результатам расчета в тороидальном корпусе и трубных пакетах обнаружатся опасные напряжения, они могут быть сведены к минимуму с помощью установки в корпус сильфонного компенсатора.

Ключевые слова: тороидальный теплообменник, жидкометаллический теплоноситель, трубный пакет, трубная доска

Для цитирования. Кашелкин В.В., Глазюк Я.В., Демидов А.С., Попов В.Ю. Анализ напряженно-деформированного состояния деталей кожухотрубного теплообменника тороидальной формы, возникающего вследствие разности температур трубного пакета и корпуса // Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 5. С. 195–202. DOI: 10.34759/tpt-2023-15-5-195-202

Original article

Stressed-deformed state analysis of the toroidal shape shell-and-tube heat exchanger parts evolving due to the temperature difference of the pipe bundle and shell

V.V. Kashelkin¹, Y.V. Glazjuk¹, A.S. Demidov², V.Y. Popov²✉

¹ Dollezhal Research and Design Institute of Power Engineering, Moscow, Russia

² Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russia
✉ quazzar.89@mail.ru

© Кашелкин В.В., Глазюк Я.В., Демидов А.С., Попов В.Ю., 2023

Abstract. The article considers the method for stress state determining of toroidal the heat exchanger elements accounting for their complex geometrical shape. On the assumption that deformations occur only in the pipes and shell, and tube sheets are absolutely rigid, the problem of determining stresses in both pipes and shell is being solved by the method of force. The system elements displacements are being expressed by the Mohr integral. The purpose of this scientific work consists in creating a technique for the heat exchanger design and calculation in the toroidal shell. Only the temperature difference herewith between this shell and the tube sheets is being accounted for. It is being noted that if hazardous stresses are detected in the shell and tube sheets by the calculation results, they can be minimized by installing expansion bellows compensator into the shell.

Keywords: toroidal shell-and-tube heat exchanger, liquid-metal coolant, tube bundle, tube sheet

For citation. Kashelkin V.V., Glazjuk Y.V., Demidov A.S., Popov V.Y. Stressed-deformed state analysis of the toroidal shape shell-and-tube heat exchanger parts evolving due to the temperature difference of the pipe bundle and shell. *Thermal processes in engineering*, 2023, vol. 15, no. 5, pp. 195–202. (In Russ.). DOI: 10.34759/tpt-2023-15-5-195-202

Введение

Теплообменные аппараты (ТОА) применяются в различных отраслях промышленности: пищевой, химической, авиационной, ракетно-космической и др. К основным видам ТОА относятся кожухотрубные и пластинчатые, отличающиеся разнообразием по форме, внешнему виду и внутреннему устройству. При проектировании ТОА проводятся тепловые, гидравлические и прочностные расчеты, в результате которых формируется их конструктивный облик. Для оценки надежности ТОА, особенно в авиационно-космической области, принимаются во внимание результаты этих взаимосвязанных расчетов. Данные расчеты имеют важное значение для ТОА с жидкометаллическими теплоносителями, применяемых в космической технике. В настоящей статье рассматриваются вопросы проектирования одного из типов ТОА, у которого температуры трубного пакета и корпуса могут существенно отличаться. Допущения, которые были сделаны при расчетах, опираются на почти столетний опыт экспериментальных и расчетных исследований отечественных и зарубежных ученых.

Конструкция энергетической установки и ТОА

Наиболее известные типы кожухотрубных теплообменных аппаратов имеют корпус тороидальной формы. В изометрической проекции вместе с энергоблоком и холодильником-излучателем теплообменный аппарат такого типа показан на рис. 1. Ядерная энергетическая установка электрической мощностью 40 кВт, в состав которой входит ТОА, предназначена для обес-

печения электроэнергией обитаемой космической станции [1]. Связь ядерной энергетической установки с жилым отсеком осуществляется с помощью жесткой штанги диаметром около 2 м и длиной около 15 м. ТОА обеспечивают теплообмен между двумя контурами (реакторным и холодильника-излучателя) с жидкометаллическими теплоносителями, причем металл реакторного контура всегда остается в пространстве, ограниченном радиационной защитой. Тороидальный корпус теплообменника, заполненный теплоносителями, выполняет роль дополнительного экрана в системе радиационной защиты, хорошо вписываясь в компоновочную схему энергоблока и практически не увеличивая его осевые габариты.

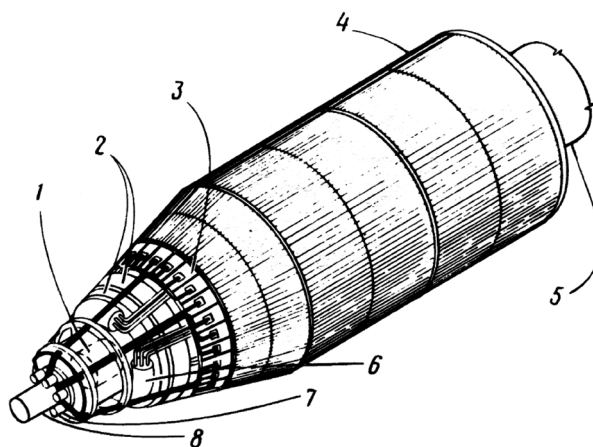


Рис. 1. Энергетическая установка мощностью 40 кВт для пилотируемой космической станции [1]: 1 – реактор; 2 – защита; 3 – система преобразования и кондиционирования электрической энергии; 4 – холодильник-излучатель; 5 – соединительная силовая штанга; 6 – кожухотрубный тороидальный теплообменник; 7 – привод органов регулирования реактора; 8 – емкость для накопления газообразных продуктов деления

Для крепления корпуса ТОА к узлу радиационной защиты могут быть использованы два кронштейна. В одном из них отверстие для крепления имеет круглую форму, в другом с учетом нагрева корпуса – овальную. Магистральные трубопроводы для подвода и отвода жидкометаллических теплоносителей должны иметь в своем составе температурные компенсаторы. Подвод теплоносителей из реакторного контура может осуществляться в корпус через два симметричных патрубка возле головок теплообменника, а отвод – через один патрубок, но большего диаметра в целях сохранения площади проходного сечения.

Половина тороидального ТОА для описываемой энергоустановки показана на рис. 2. Как отмечают в своей работе А.Дж. Джитсен и У.Г. Хомейер [1], максимальный диаметр холодильника-излучателя составляет 3660 мм, и это позволяет примерно определить размеры других конструктивных узлов энергоустановки, например диаметр общей трубной доски и тороидального корпуса (они будут приведены в исходных данных для расчета).

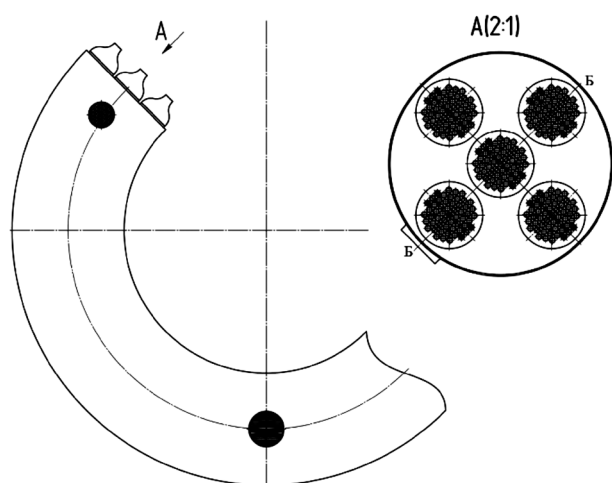


Рис. 2. Половина тороидального ТОА (входные головки на виде по стрелке А условно не показаны, видны все пять трубных досок)

Холодильник-излучатель энергоустановки (рис. 1) состоит из пяти отдельных секций на тепловых трубах. Первая секция имеет коническую форму, остальные четыре цилиндрическую. Теплоноситель, циркулирующий в каждой из пяти секций, представляет собой отдельный контур с автономными входом и выходом в тороидальный теплообменник. Это повышает надежность энергоустановки в целом, сохраняя

ее работоспособность на определенном уровне в случае разгерметизации одного или двух контуров. Расположение пяти коллекторных головок и соответствующих им малых трубных досок на общей трубной доске показано на рис. 2 (вид А). Разделение всего потока теплоносителя на несколько отдельных контуров позволяет также уменьшить диаметральные габариты коллекторных головок, что способствует снижению гидравлического сопротивления [2] на входе в трубные доски и выходе из них.

Исследованием конструктивной прочности деталей кожухотрубных теплообменников занимались многие отечественные и зарубежные ученые. Они обращали особое внимание на то, что трубные доски имеют пониженную жесткость из-за наличия в них отверстий. Для ее определения были предложены эмпирические и полуэмпирические формулы разной степени точности [4–6]. В эти формулы, как правило, входили так называемые коэффициенты жесткости (или перфорации). В некоторых случаях учитывался не только характер перфорации, но и толщина пластины. В кожухотрубных теплообменниках космических ядерных энергоустановок применяются трубные доски, относящиеся к классу тонких пластин. Экспериментальные исследования показали [7], что центральная зона таких трубных досок, связанная с трубным пакетом, практически не подвергается изгибу и остается плоской. В этих случаях целесообразно рассматривать трубную доску как имеющую две зоны с разной жесткостью, центральную (связанную с трубками) и периферийную (гладкую). Допущения, которые могут приниматься, будут зависеть от конструкции и назначения ТОА.

Исходные данные для расчета

Максимальный диаметр тора $D_{\max} = 2135$ мм. Диаметр общей трубной доски 470 мм. Толщина корпуса тора $\delta_s = 1$ мм. Диаметр малой трубной доски $d_{\text{тд}} = 140$ мм. Расстояние между общими трубными досками по осевой линии ТОА $l_0 = 3920$ мм. Толщина каждой трубной доски $h = 4$ мм. Отверстия в малой трубной доске расположены по гексагональному закону с шагом 14,5 мм, наружные угловые отверстия отсутствуют, общее количество отверстий диаметром 12 мм равно 55. Наружный диаметр трубок $d = 12$ мм, толщина стенки $\delta_t = 1$ мм. Конструкционный материал 12X18H10T. Средняя темпе-

ратура корпуса 650 °С. Средняя температура трубок в пакете 600 °С.

Напряженно-деформированное состояние конструкции может быть исследовано методом сил [3]. При выводе рабочих формул сначала рассматривалась упрощенная схема – теплообменник, в корпусе которого находится один трубный пакет. Особенностью решения этой конкретной задачи является то, что учитывалось действие только внутренних сил, возникающих вследствие разности температурного расширения трубного пакета и корпуса. Давления теплоносителей в реакторном контуре и в контуре холодильника-излучателя считались примерно равными (около 0,2 МПа) и при расчете во внимание не принимались. При выполнении расчетов в упругой области были приняты следующие допущения:

1) вследствие примерного равенства давлений теплоносителей в трубках и межтрубном пространстве учитываются только нагрузки от разности температурного расширения трубного пакета и корпуса;

2) средние температуры всех трубок трубного пакета равны между собой;

3) все детали при деформациях сохраняют подобие исходной форме;

4) трубные доски считаются абсолютно жесткими.

В силу симметрии конструкции можно ограничиться рассмотрением ее половины с углом тора $(3/4)\pi$ (рис. 3).

Основные уравнения

Все трубки общего трубного пакета считаются жестко заделанными, причем температура корпуса выше, чем температура трубок (см. исходные данные для расчета). Нижние индексы «1» относятся к параметрам трубного пакета, нижние индексы «2» – к параметрам корпуса. В некоторых случаях для параметров трубного пакета используются верхние индексы «Тр», для корпуса – верхние индексы «К». Отсчет угла φ идет от радиуса OO_1 против часовой стрелки.

В соответствии с принятыми выше допущениями при нагреве конструкции угол тора $(3/4)\pi$ не изменяется. До нагрева средние радиусы общего трубного пакета и корпуса совпадали ($R_1 \equiv R_2$), после нагрева, если бы они были в свободном состоянии, они бы приняли такие размеры:

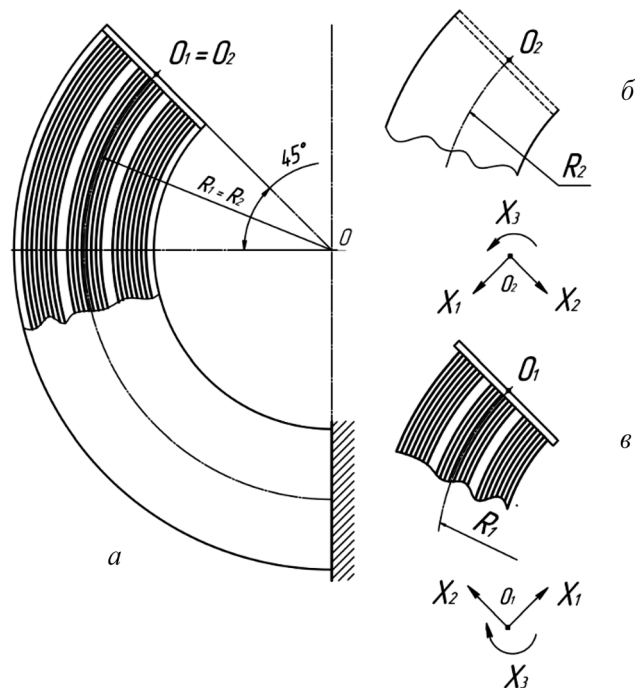


Рис. 3. Конструктивная схема половины ТОА (а) и усилия X_1 , X_2 , X_3 (б, в), приложенные к торцам корпуса и трубного пакета

$$\text{для трубного пакета: } R_{1t} = R_1(1 + \alpha_1 \Delta t_1); \quad (1)$$

$$\text{для корпуса: } R_{2t} = R_2(1 + \alpha_2 \Delta t_2). \quad (2)$$

Длина средней линии половины трубного пакета в нагретом состоянии

$$l_{1t} = (3/4)\pi R_1(1 + \alpha_1 \Delta t_1), \quad (3)$$

длина средней линии половины корпуса в том же состоянии

$$l_{2t} = (3/4)\pi R_2(1 + \alpha_2 \Delta t_2). \quad (4)$$

Перемещения элементов системы могут быть записаны с помощью интеграла Мора [3].

Выполним мысленное сечение по трубной доске, «разрывая» тем самым конструктивную схему. Поэтому к торцам трубок трубного пакета должны быть приложены две сосредоточенные силы X_1 и X_2 , а также момент X_3 . То же самое необходимо сделать в отношении торца корпуса, прикладывая к нему равные силы в противоположном направлении. Следовательно, задача является трижды статически неопределимой, и для ее решения необходимо составить систему из трех канонических уравнений. Напомним, что прогиб трубной доски считается равным нулю. Натурные эксперименты с трубными пакетами и приваренными к ним досками, имитирующие температурное нагружение, показали, что изгибу в основном подвергается только ее сплошная периферийная

часть [7]. Для определения усилий в каждой отдельной трубке трубного пакета необходимо было бы включить в общую систему дополнительные уравнения, что значительно осложнило бы задачу.

Если бы сечение по трубной доске было на самом деле выполнено, то она при сделанных допущениях и оговоренной выше разности температур корпуса и трубного пакета (у корпуса температура выше) сместилась бы по радиусу OO_1 от своего исходного положения (рис. 3а), когда центр трубного пакета O_1 совпадал с центром корпуса O_2 . При выводе формул для упрощения иллюстраций вместо трубного пакета и корпуса будем рассматривать упругие стержни (рис. 4), изгибные жесткости которых соответствуют жесткостям пакета и корпуса.

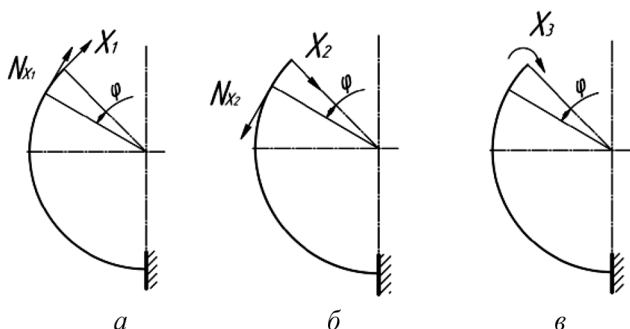


Рис. 4. Схемы приложения сил X_1 , X_2 и момента X_3

Будем искать δ_{ij} – перемещения от действия единичных силовых факторов. Здесь индекс i соответствует направлению перемещения, а причиной является воздействие силового фактора j . Например, коэффициент δ_{11} представляет собой перемещение в направлении силы X_1 при $X_1 = 1$.

Начнем с определения δ_{ij} для трубного пакета, которому соответствует индекс «1». Используем систему полярных координат, где выполняется соотношение $ds = R d\phi$. Здесь ds – длина дуги окружности, R – средний радиус трубного пакета, ϕ – центральный угол. На рис. 4 показаны схемы приложения продольной X_1 и поперечной X_2 сил, а также момента X_3 , к торцу стержня (условного трубного пакета), откуда

по схеме а: $M_{X_1} = X_1 R_{1t} (1 - \cos\phi)$;
 $N_{X_1} = X_1 \cos\phi$;
 при $X_1 = 1$: $M_{X_1}^0 = R_{1t} (1 - \cos\phi)$; $N_{X_1}^0 = \cos\phi$.

Перемещение центра трубного пакета в направлении силы X_1

$$\delta_{11}^{Tp} = \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \frac{M_{X_1} M_{X_1}^0}{E_1 I_1} R_{1t} d\phi + \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \frac{N_{X_1} N_{X_1}^0}{E_1 F_1} R_{1t} d\phi.$$

После подстановки выражений для моментов, усилий, интегрирования и подстановки пределов:

$$\delta_{11}^{Tp} = \frac{R_{1t}^3}{E_1 I_1} \int_0^{\frac{3\pi}{4}} (1 - \cos\phi)^2 d\phi + \frac{R_{1t}}{E_1 F_1} \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \cos^2 \phi d\phi =$$

$$= \frac{1,87 R_{1t}^3}{E_1 I_1} + \frac{0,858 R_{1t}}{E_1 F_1}.$$

по схеме б: $M_{X_2} = X_2 R_{1t} \sin\phi$; $N_{X_2} = X_2 \sin\phi$.
 при $X_2 = 1$: $M_{X_2}^0 = R_{1t} \sin\phi$; $N_{X_2}^0 = \sin\phi$.

Перемещение центра трубного пакета в направлении силы X_2

$$\delta_{22}^{Tp} = \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \frac{M_{X_2} M_{X_2}^0}{E_1 I_1} R_{1t} d\phi + \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \frac{N_{X_2} N_{X_2}^0}{E_1 F_1} R_{1t} d\phi.$$

После подстановки и интегрирования

$$\delta_{22}^{Tp} = \frac{R_{1t}^3}{E_1 I_1} \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \sin^2 \phi d\phi + \frac{R_{1t}}{E_1 F_1} \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \sin^2 \phi d\phi =$$

$$= \frac{1,43 R_{1t}^3}{E_1 I_1} + \frac{1,43 R_{1t}}{E_1 F_1}.$$

по схеме в: $M_{X_3} = X_3$, $M_{X_3}^0 = 1$.

$$\delta_{33}^{Tp} = \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \frac{M_{X_3} M_{X_3}^0}{E_1 I_1} R_{1t} d\phi.$$

Окончательно:

$$\delta_{33}^{Tp} = \frac{R_{1t}}{E_1 I_1} \int_0^{\frac{3\pi}{4}} d\phi = \frac{2,355 R_{1t}}{E_1 I_1}.$$

Далее определяем остальные коэффициенты:

$$\delta_{12}^{Tp} = \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \frac{R_{1t}^3 (1 - \cos\phi) \sin\phi d\phi}{E_1 I_1} +$$

$$+ \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \frac{R_{1t} \cos\phi \sin\phi d\phi}{E_1 F_1} = \frac{0,457 R_{1t}^3}{E_1 I_1} + \frac{R_{1t}}{4 E_1 F_1},$$

$$\delta_{21}^{Tp} = \delta_{12}^{Tp},$$

$$\ddot{\epsilon} \quad \delta_{31}^{Tp} = \delta_{13}^{Tp} = \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \frac{R_{1t}^2 (1 - \cos \phi) d\phi}{E_1 I_1} = \frac{1,648 R_{1t}^2}{E_1 I_1}, \quad (9)$$

$$\delta_{32}^{Tp} = \delta_{23}^{Tp} = \int_0^{\frac{3\pi}{4}} \frac{R_{1t}^2 \sin \phi d\phi}{E_1 I_1} = \frac{0,707 R_{1t}^2}{E_1 I_1}. \quad (10)$$

Аналогичным образом записываются коэффициенты δ_{ij} для корпуса.

Входящие в них символы будут отличаться только нижним индексом «2».

В окончательном виде формулы для определения коэффициентов имеют вид:

$$\delta_{ij} = \delta_{ij}^{Tp} + \delta_{ij}^K \quad (11)$$

и в нашей задаче представляются как:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= 1,87 \left(\frac{R_{1t}^3}{E_1 I_1} + \frac{R_{2t}^3}{E_2 I_2} \right) + 0,93 \left(\frac{R_{1t}}{E_1 F_1} + \frac{R_{2t}}{E_2 F_2} \right), \\ \delta_{22} &= 1,43 \left(\frac{R_{1t}^3}{E_1 I_1} + \frac{R_{2t}^3}{E_2 I_2} \right) + 1,43 \left(\frac{R_{1t}}{E_1 F_1} + \frac{R_{2t}}{E_2 F_2} \right), \\ \delta_{33} &= 2,355 \left(\frac{R_{1t}}{E_1 I_1} + \frac{R_{2t}}{E_2 I_2} \right), \\ \delta_{12} = \delta_{21} &= 0,457 \left(\frac{R_{1t}^3}{E_1 I_1} + \frac{R_{2t}^3}{E_2 I_2} \right) + \\ &+ 0,5 \left(\frac{R_{1t}}{E_1 F_1} + \frac{R_{2t}}{E_2 F_2} \right), \\ \delta_{13} = \delta_{31} &= 1,648 \left(\frac{R_{1t}^2}{E_1 I_1} + \frac{R_{2t}^2}{E_2 I_2} \right), \\ \delta_{23} = \delta_{32} &= 0,707 \left(\frac{R_{1t}^2}{E_1 I_1} + \frac{R_{2t}^2}{E_2 I_2} \right). \end{aligned} \quad (12)$$

Для определения усилий X_1 , X_2 и X_3 необходимо решить систему канонических уравнений:

$$\begin{aligned} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \delta_{13} X_3 + l_{1t}^{Tp} - l_{1t}^K &= 0, \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \delta_{23} X_3 + R_{1t}^{Tp} - R_{2t}^K &= 0, \quad (13) \\ \delta_{31} X_1 + \delta_{32} X_2 + \delta_{33} X_3 &= 0. \end{aligned}$$

Величины l_{1t} , l_{2t} , R_{1t} , R_{2t} , входящие в систему канонических уравнений (13), расшифрованы в выражениях (1)–(4).

Можно предположить, что дополнительные члены, входящие в коэффициенты δ_{ij} (они содержат осевые усилия N_{X1} и N_{X2}), малы и допустимо их не учитывать.

В результате решения системы канонических уравнений определяются усилия X_1 , X_2 , X_3 и напряженно-деформированное состояние деталей теплообменника.

Пример расчета

В соответствии с принятыми исходными данными по известным из сопромата формулам были подсчитаны:

- 1) J_{01} – момент инерции сечения одной трубки 12×1 мм относительно оси $0 - 0$;
 - 2) J_{07} – момент инерции ряда трубок, центры которых лежат на оси $0 - 0$;
 - 3) моменты инерции сечений рядов трубок, центры которых не лежат на оси $0 - 0$ (J_{18} , J_{17} , J_{16} , J_{13});
 - 4) J_{55} – момент инерции пакета из 55 трубок относительно оси $0 - 0$ (рис. 5);
 - 5) J_{25} – суммарный момент инерции пяти трубных пакетов относительно оси Б – Б (рис. 2).
- Момент инерции J_S сечения корпуса также был определен. Результаты представлены в табл. 1.

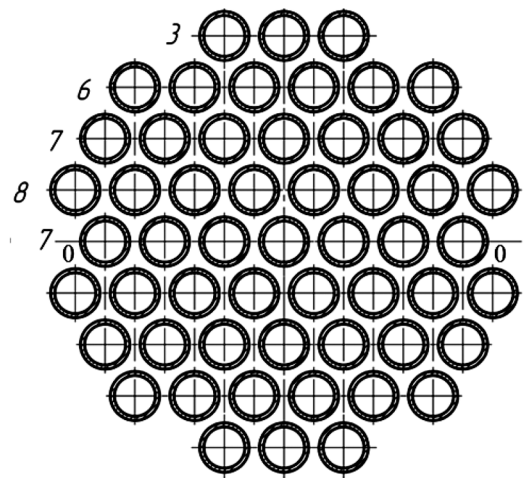


Рис. 5. К определению суммарного момента инерции сечения пакета из 55 трубок относительно оси $0 - 0$ (указано количество трубок в рядах)

Таблица 1. Результаты расчета

Моменты инерции сечения	Величина, мм ⁴
J_{01} отдельной трубки 12×1 мм	527,1
J_{55} трубного пакета из 55 трубок	$1,402 \times 10^6$
J_{25} пяти трубных пакетов по 55 трубок в каждом	$9,25 \times 10^7$
J_S корпуса теплообменника 470×1 мм	$4,1 \times 10^7$

После подстановки радиусов, величин моментов инерции сечений и площадей сечений

конструктивных элементов в формулы (5)–(11), относящиеся как к трубным пакетам, так и к корпусу, подсчитываются коэффициенты δ_{ij} , и в результате решения системы канонических уравнений (13) определяются усилия $X_1 = 18847$ Н, $X_2 = 5017$ Н, $X_3 = -1,236 \times 10^7$ Н×мм. Затем от этих усилий вычисляются напряжения в опасном сечении (табл. 2), за которое принимается плоскость симметрии тороидального теплообменника.

Таблица 2. Напряжения в опасном сечении

Причина возникновения напряжений:	В трубном пакете, МПа	В корпусе, МПа
От силы X_1	1,98	-12,73
От силы X_2	0,53	3,39
* От момента X_3	27,5	-71,07

* Напряжения от момента X_3 , подсчитанные для сжатых трубок, находящихся на внешней стороне трубного пакета, и для растянутой внешней стороны корпуса.

Если расчетные напряжения окажутся недопустимыми, то выходом из положения может стать включение в состав корпуса теплообменника компенсатора сифонного типа (рис. 6).

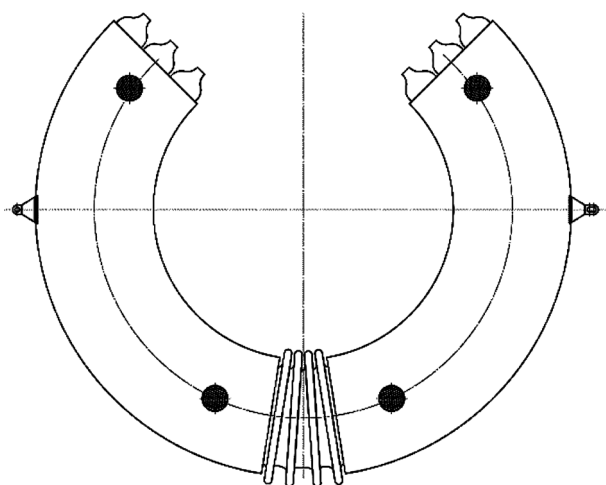


Рис. 6. Общий вид тороидального теплообменника с компенсатором в корпусе

При расчете сифонного компенсатора необходимо будет учесть, что его деформация в окружном направлении по осевой линии должна быть равна удвоенной разности величин ($l_{2t} - l_{1t}$), определяемых по формулам (3)–(4). Подробный расчет компенсатора такого типа приведен в работе [8], но при современном подходе к проектированию желательнее выполнять также оценку прочностной надежности деформационного узла, как это сделано в статье [9].

Теплообменник тороидальной формы, рассмотренный в данной статье, следует включить в общепринятый ряд типовых схем кожухотрубных ТОА. Их классификация и схемы приведены в работах [10, 11].

Заключение

Проведенные расчетные исследования тороидального теплообменника показали, что наибольший вклад в напряженное состояние корпуса и трубок дает изгибающий момент X_3 . Результаты расчета позволяют учесть влияние всех трех усилий. При рабочих температурах теплообменника (600–650 °С) максимальные напряжения в деталях не превышают предела кратковременной прочности выбранного конструкционного материала (108 МПа для стали 12Х18Н10Т). В случае если нагрузки на теплообменный аппарат будут приводить к высоким значениям напряжений в корпусе, в его состав можно включить компенсатор сифонного типа, что позволит снизить уровень напряжений без необходимости существенной переработки конструкции. Оценка влияния сифонного компенсатора на жесткость, а также прочностную надежность конструкции теплообменника тороидальной формы при различных условиях эксплуатации является темой для дальнейшего исследования.

Список источников

1. Джитсен А.Дж., Хомейер У.Г. Термоэмиссионные реакторные энергетические установки // Прямое преобразование энергии. Вопросы космической энергетики: сборник статей / пер. с англ.; под ред. Н.С. Лидоренко, В.М. Бродянского, А.А. Куланина, С.В. Тимашева. Москва: Издательство «Мир», 1975. С. 149–156.
2. Быстров П.И., Михайлов В.С. Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов. Москва: Энергоиздат, 1982. 223 с.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. Москва: Наука, 1986. 512 с.
4. Иванов О.Н. Температурные напряжения в трубных решетках теплообменников жесткой конструкции // Химическое машиностроение. 1959. № 4. С. 32–37.
5. Мельников Н.П. Конструктивные формы и методы расчета ядерных реакторов. Москва: Атомиздат, 1972. 550 с.
6. Gardner K.A. Heat-Exchanger Tube-Sheet Design-3, U-Tube and Bayonet-Tube Sheets // Journal of Applied Mechanics. 1960. Vol. 27. No. 1. P. 25–33.
7. Демидов А.С. Приближенные методы исследования деформированного и напряженного состояния трубных досок теплообменников: дисс. ... канд. техн. наук. Москва: Московский авиационный институт, 1968. 219 с.
8. Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. В 3 т. Т. 2. Москва: Машгиз, 1958. 974 с.

9. **Popov V.Yu., Kashelkin V.V., Fedorov M.Yu., Demidov A.S.** Assessment of the strength reliability of high-temperature heat exchangers with long service life at the design stage // *Frattura ed Integrità Strutturale*. 2021. Vol. 55. P. 136–144. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.55.10.
10. **Андреев П.В., Демидов А.С., Ежов Н.И., Еремин А.Г., Зинчук А.А., Кашелкин В.В., Равикович Ю.А., Федоров М.Ю., Хартов С.А., Холобцев Д.П.** Космические ядерные энергоустановки и электроракетные двигатели. Конструкция и расчет деталей / под ред. П.В. Андреева. Москва: Издательство МАИ, 2014. 508 с.
11. **Закиров М.А., Гильманов Х.Х., Гарипов М.Г.** Кожухотрубные теплообменные аппараты. Нижнекамск: Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) «КНИТУ», 2012. 44 с.

References

1. **Gietzen A.J., Homeyer W.G.** Termoemissionnye reaktornye energeticheskie ustanovki [Thermionic reactor power systems]. *Pryamoe preobrazovanie energii. Voprosy kosmicheskoi energetiki: sbornik statei [Direct energy conversion. Space Energy Issues]*. English translation. Ed. by N.S. Lidorenko, V.M. Brodyanskiy, A.A. Kulandin, S.V. Timashev. Moscow, Izdatel'stvo "Mir", 1975, pp. 149–156.
2. **Bistrov P.I., Mihailov V.S.** Gidrodinamika kollektornykh teploobmennyykh apparatov [Hydrodynamics of collector heat exchangers]. Moscow, Energoizdat, 1982, 223 p.
3. **Feodosiev V.I.** Soprotivlenie materialov [Strength of materials]. Moscow: Nauka, 1986, 512 p.
4. **Ivanov O.N.** Temperaturnye napryazheniya v trubnykh reshetkakh teploobmennikov zhestkoi konstruktsii [Temperature stresses in tube packages of rigid heat exchangers]. *Khimicheskoe mashinostroenie*, 1959, no. 4, pp. 32–37.
5. **Melnikov N.P.** Konstruktivnye formy i metody rascheta yadernykh reaktorov [Structural forms and methods for calculating nuclear reactors]. Moscow, Atomizdat, 1972, 550 p.
6. **Gardner K.A.** Heat-Exchanger Tube-Sheet Design-3, U-Tube and Bayonet-Tube packages. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 27, no. 1, 1960, pp. 25–33.
7. **Demidov A.S.** Priblizhennyye metody issledovaniya deformirovannogo i napryazhennogo sostoyaniya trubnykh dosok teploobmennikov [Approximate methods for studying the deformed and stressed state of tube packages of heat exchangers]. Ph D. thesis. Moscow, Moscow Aviation Institute, 1968, 219 p.
8. **Ponomarev S.D., Biderman V.L., Liharev K.K.** et al. Raschety na prochnost' v mashinostroenii [Strength calculations in mechanical engineering]. In 3 vol. Vol. 2. Moscow, Mashgiz, 1958, 974 p.
9. **Popov V.Yu., Kashelkin V.V., Fedorov M.Yu., Demidov A.S.** Assessment of the strength reliability of high-temperature heat exchangers with long service life at the design stage. *Frattura ed Integrità Strutturale*. 2021, vol. 55, pp. 136–144. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.55.10.
10. **Andreev P.V., Demidov A.S., Ezhov N.I., Eremin A.G., Zinchuk A.A., Kashelkin V.V., Ravikovich Yu.A., Fedorov M.Yu., Hartov S.A., Kholobtsev D.P.** Kosmicheskie yadernye energoustanovki i elektroraketnye dvigateli. Konstruktsiya i raschet detalei [Space nuclear power plants and electric rocket engines. Design and calculation of details]. Ed. by P.V. Andreev. Moscow, Izdatel'stvo MAI, 2014, 508 p.
11. **Zakirov M.A., Gilmanov H.H., Garipov M.G.** Kozhukhotrubnye teploobmennyye apparaty [Shell and tube heat exchangers]. Nizhnekamsk, Nizhnekamskiy khimiko-tehnologicheskii institut (filial) "KNRTU", 2012, 44 p.

Статья поступила в редакцию 03.03.2023; одобрена после рецензирования 19.04.2023; принята к публикации 02.05.2023.

The article was submitted on 03.03.2023; approved after reviewing on 19.04.2023; accepted for publication on 02.05.2023.