

УДК 621.64:539.4

КОНСТРУКЦИОННЫЕ СРЕДСТВА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПАТРУБКОВ, ТРУБОПРОВОДОВ С ТОНКОСТЕННЫМИ КОРПУСНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

© 2013 Ю.Л. Тарасов, О.В. Хвесьюк

Самарский государственный аэрокосмический университет

Поступила в редакцию 08.05.2013

В статье представлены результаты исследований прочности сочленений патрубков, трубопроводов с тонкостенными корпусными элементами типа пластин и оболочек. На основе моментной теории оболочек проведен анализ напряжённого состояния элементов сочленений; даются рекомендации по конструктивному оформлению сочленений с целью снижения напряжений, по обеспечению равнопрочности элементов и по повышению долговечности.

Ключевые слова: корпусной элемент, патрубок, трубопровод, изгиб, напряжение, фланец, переходной элемент, долговечность

При эксплуатации технических изделий, особенно конструкций, работающих в условиях вибраций, часто появляются трещины в местах сочленения трубопроводов, патрубков или полых рёбер с тонкостенными корпусными элементами типа пластин или оболочек. При неудачной схеме сочленения вблизи сварного шва из-за краевого эффекта имеет место высокий уровень напряжений, приводящий к усталостным разрушениям и снижению ресурса изделия в целом. Если рассматривать трубопроводы, патрубки или полые силовые рёбра как оболочки, то речь идёт о напряжениях в сочленении двух оболочек, радиус кривизны одной из которых мал по сравнению с радиусом кривизны другой. Решение вопроса о напряжениях в сочленениях оболочек является в общем случае весьма сложной задачей. Поэтому на первом этапе исследования проводились на простых моделях, где патрубки соединяются с круглыми пластинами, которые заменяют тонкостенные корпусные элементы. Эта замена значительно упрощает задачу и позволяет получить в первом приближении представление о напряжённом состоянии указанных конструкций и сделать ряд практических рекомендаций.

Распространённым способом сочленения патрубков с тонкостенными корпусными элементами является непосредственное соединение их с помощью сварного шва (рис. 1). Такое жёсткое соединение препятствует изменению углов. Это приводит к тому, что по контуру сочленения патрубка с пластиной возникает изгибающий момент M , определив который можно найти максимальные напряжения в зоне сочленения. Рассматриваются случаи, когда к свободному торцу патрубка прикладываются поперечные или осевые нагрузки,

учитывается также и действие внутреннего давления.

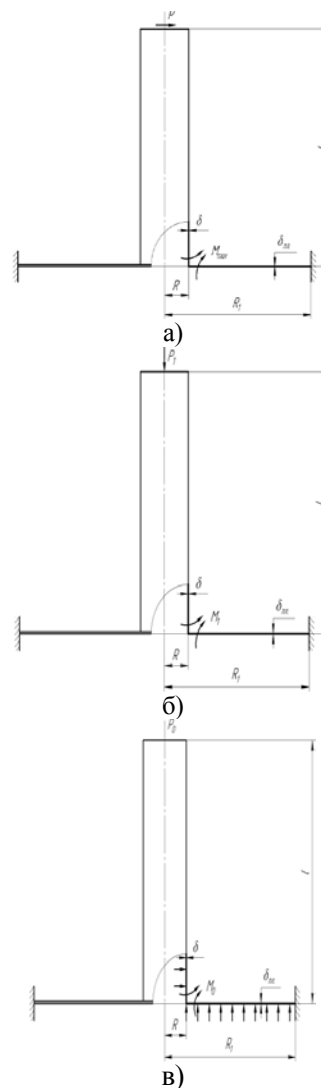


Рис. 1. Случаи нагружения сочленения патрубка с корпусным элементом

Тарасов Юрий Леонидович, доктор технических наук, профессор кафедры космического машиностроения. E-mail: proch@ssau.ru

Хвесьюк Олег Вячеславович, заведующий учебной лабораторией кафедры космического машиностроения

При решении задачи о нагружении свободного торца патрубка поперечной нагрузкой, как это показано на рис. 1, использовались уравнения общей теории цилиндрических оболочек и уравнения

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^8 \Phi}{\partial \xi^8} + 4 \frac{\partial^8 \Phi}{\partial \xi^6 \partial \varphi^2} + 6 \frac{\partial^8 \Phi}{\partial \xi^4 \partial \varphi^4} + 4 \frac{\partial^8 \Phi}{\partial \xi^2 \partial \varphi^6} + \frac{\partial^8 \Phi}{\partial \varphi^8} + 2\mu \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \xi^6} + 6 \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \xi^4 \partial \varphi^2} + \\ & + 2(4 - \mu) \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \xi^2 \partial \varphi^4} + 2 \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \varphi^6} + \frac{1 - \mu^2}{c^2} \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \xi^4} + 2(2 - \mu) \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \xi^2 \partial \varphi^2} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \varphi^4} = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где $c^2 = \frac{\delta^2}{12R^2}$.

Через функцию $\Phi(\xi, \varphi)$ могут быть выражены все усилия и перемещения патрубка (оболочки). Рассматривается случай, когда длина патрубка в несколько раз превышает его диаметр. Тогда, согласно принципу Б. Сен-Венана, для исследования краевого эффекта в сочленении внешнюю нагрузку на свободном конце патрубка можно распределить по произвольному закону, в частности, по закону синуса. Задача решалась методом сил [2], в результате для определения максимального момента в сочленении трубки с пластиной получена формула:

$$M_{max} = \frac{Pl}{R} \cdot \frac{\beta}{\alpha + \gamma \left(\frac{E_{nl}}{E} \right) \left(\frac{\delta_{nl}}{\delta} \right)^3} \quad (2)$$

Здесь для удобства практического расчёта величины момента были введены безразмерные параметры α , β и γ , графики которых представлены ниже на рис. 4. В зоне сочленения напряжения на внешней и внутренней поверхностях патрубка при $\varphi=0$ будут равны

$$\sigma_{\xi}^{max} = \pm \frac{6M_{max}}{\delta^2} + \frac{1}{R\delta} \left(M_{max} - \frac{Pl}{\pi R} \right) \quad (3)$$

Знак «плюс» перед первым членом в этой формуле ставится при вычислении напряжений во внутренних волокнах трубки, знак «минус» – в наружных. Максимальные напряжения в пластине вычисляются по формуле

$$\sigma_p^{max} = \pm \frac{6M_{max}}{\delta^2} \quad (4)$$

По полученным данным был произведён числовой расчёт для стального образца с размерами $R=20$ мм, $R_1=105$ мм, $\delta=1,5$ мм, $l=180$ мм при действии силы $P=100$ Н. Величина максимального изгибающего момента в сочленении трубки с пластиной, определяемая по формуле (2), равна $M_{max}=1,24 \cdot 10^2$ Н. Этому значению момента соответствуют напряжения в сочленении по формулам (3) и (4): $\sigma_{\xi}^{max} = -336$ МПа, $\sigma_p^{max} = \pm 331$ МПа.

На рис. 2 и 3 приведены графики напряжений σ_{ξ} и σ_p в плоскости изгиба системы для наружной и внутренней поверхностей образца при указанных нагружениях. Маркерами показаны экспериментальные значения напряжений, полученные при помощи проволоочных тензометров с базой 5 мм.

асимметричного изгиба круглых пластин [1]. Разрешающее уравнение относительно потенциальной функции $\Phi(\xi, \varphi)$ приводится к виду:

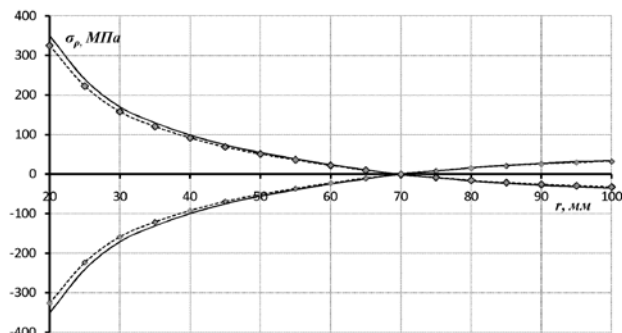


Рис. 2. Распределение нормальных напряжений по радиусу пластины

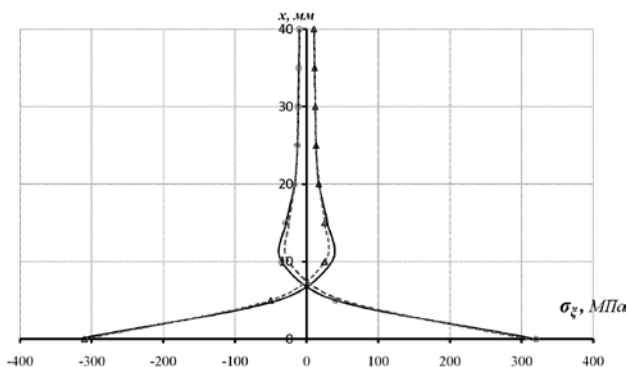


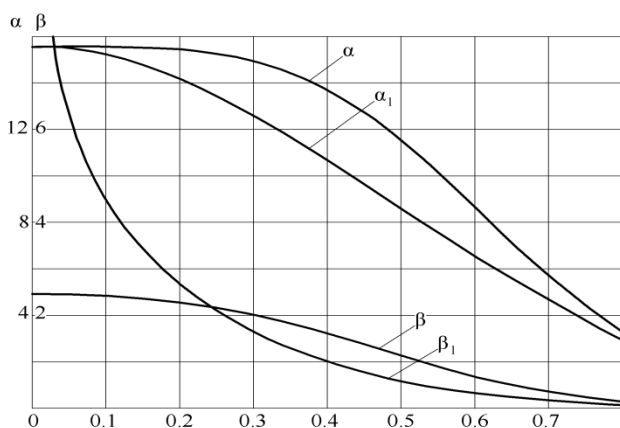
Рис. 3. Распределение нормальных напряжений по образующей патрубка

Результаты расчёта сочленения методом конечных элементов, приведенные на рис. 2 и 3, хорошо согласуются с аналитическим решением. Из графиков видно, что максимальные напряжения возникают в месте сочленения и получаются равными $\sigma_{\xi}^{max} = -338,15$ МПа, $\sigma_p^{max} = \pm 338,17$ МПа. Величина максимального изгибающего момента в сочленении трубки с пластиной равна $M_{max}=1,25 \cdot 10^2$ Н.

Рассмотрен случай, когда к свободному концу патрубка (рис. 1б) вдоль образующих приложена равномерно распределённая нагрузка, равнодействующая которой равна P_1 . Тогда по контуру сочленения действует уже постоянный момент M_1 . Для его определения, так же как и в предыдущем случае, применим метод сил. Коэффициенты канонического уравнения определяются из решения уравнения осесимметричного изгиба цилиндрических оболочек и круглых пластин. Ниже приведена

окончательная формула для нахождения величины погонного изгибающего момента в сочленении патрубка с пластиной:

$$M_1 = \frac{\beta_1 P_1}{\alpha_1 + \frac{E_{пл}(\delta_{пл})^3}{E\delta} \gamma_1} \quad (5)$$



Графики безразмерных коэффициентов α_1 , β_1 , γ_1 представлены ниже на рис. 4.

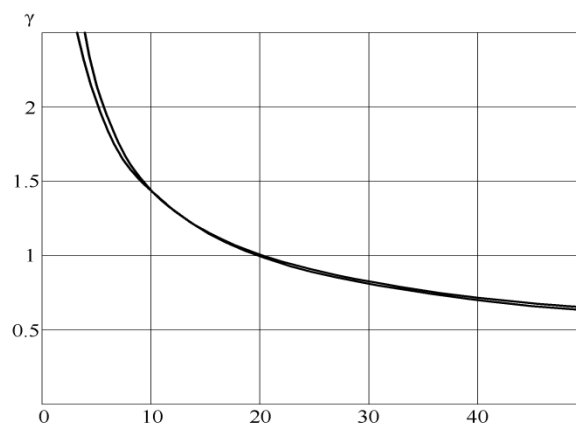


Рис. 4. Графики для определения параметров α , α_1 , β , β_1 и $\gamma=\gamma_1$

Максимальные напряжения в трубке и пластине у сочленения равны

$$\sigma_{\xi}^{max} = -\frac{P_1}{2\pi R\delta} \pm \frac{6M_1}{\delta^2} \quad (6)$$

$$\sigma_{\rho}^{max} = \frac{6M_1}{\delta^2}, \quad (7)$$

Знак «плюс» берётся при определении напряжений во внутренних волокнах трубки, а знак «минус» – для её наружной поверхности. По полученным формулам (5-7) проведен числовой расчёт образца, размеры которого приведены выше, а сила $P_1=100$ Н. Величина изгибающего момента в сочленении оказалась равной $M_1=17,8$ Н, а максимальные напряжения (в месте сочленения патрубка с пластиной) составляют $\sigma_{\xi}^{max}=-47,76$ МПа и $\sigma_{\rho}^{max}=47,23$ МПа. Для сравнения, как и в предыдущем случае нагружения, был проведен расчёт методом конечных элементов. Значения максимальных напряжений, полученные на основе конечно-элементной схемы, составляют $\sigma_{\xi}^{max}=-47,78$ МПа и $\sigma_{\rho}^{max}=47,48$ МПа. Это также достаточно хорошо согласуется с результатами вычислений по формулам (5-7).

Рассмотрен случай наличия в системе избыточного давления p (рис. 1в). Величина погонного изгибающего момента в сочленении вычисляется по формуле

$$M_0 = -pR^2 \frac{\beta_0 - \pi\beta_1 - \frac{E_{пл}(\delta_{пл})^3}{E\delta} \theta_0}{\alpha_1 + \frac{E_{пл}(\delta_{пл})^3}{E\delta} \gamma_1}. \quad (8)$$

График коэффициента $\beta_0(\rho_1)$ представлен в работе [1], величина $\theta_0\left(\frac{R}{\delta}\right)$ вычисляется по формуле

$$\theta_0 \approx \frac{1,095}{\left(\frac{R}{\delta}\right)^{3/2}}.$$

Максимальные напряжения в трубке определяются по формуле

$$\sigma_{\xi}^{max} = -\frac{pR}{2\delta} + \frac{6M_0}{\delta^2} \quad (9)$$

где p – избыточное давление.

Для рассмотренного выше образца при $p=0,01$ МПа получены значения $M_0=-5,295$ Н и $\sigma_{\xi}^{max}=-14,386$ МПа. При расчёте методом конечных элементов получены значения $M_0=-4,956$ Н и $\sigma_{\xi}^{max}=-13,861$ МПа. С помощью формул (2) и (5) проведены исследования влияния некоторых геометрических параметров конструкции на напряжённое состояние соединения. Установлено, что наружный диаметр пластины не оказывает существенного влияния на величину изгибающего момента M_{max} . Поэтому эти формулы могут быть использованы для исследования краевого эффекта в патрубках, приваренных к корпусным элементам малой кривизны весьма произвольных очертаний. Исследования показывают также, что увеличение толщины пластины приводит к существенному снижению изгибающего момента в сочленении. Этот вывод в равной степени касается нагружения силой P , силой P_1 и давлением p , что позволяет при анализе более сложных конструктивных схем ограничиться рассмотрением осесимметричной задачи. Итак, изгибающий момент в сочленении патрубка с пластиной, обусловленный краевым эффектом, существенно снижается с ростом толщины пластины, максимальный момент достигается при $\delta_{пл}=\delta$, но увеличение толщины всего корпуса изделия, снижая изгибные напряжения в сочленении, не всегда оправдано, так как связано с чрезмерным увеличением массы конструкции.

Проводились исследования напряжённого состояния сочленений в тех случаях, когда патрубки или элементы трубопроводов соединялись с тонкостенными корпусными элементами в виде

цилиндрических или сферических оболочек. Рассматривались нагружения силами, как вдоль оси патрубка, так и в поперечных направлениях. Особенности решений во всех случаях были подобны рассмотренным выше, когда корпусные элементы моделировались круглыми пластинами. Результаты исследований позволяют сделать важный вывод о

том, что при увеличении радиусов кривизны цилиндрических и сферических оболочек значения изгибающих моментов в сочленении возрастают, приближаясь к той величине момента, который возникает в случае патрубка, сочленённого с пластиной.

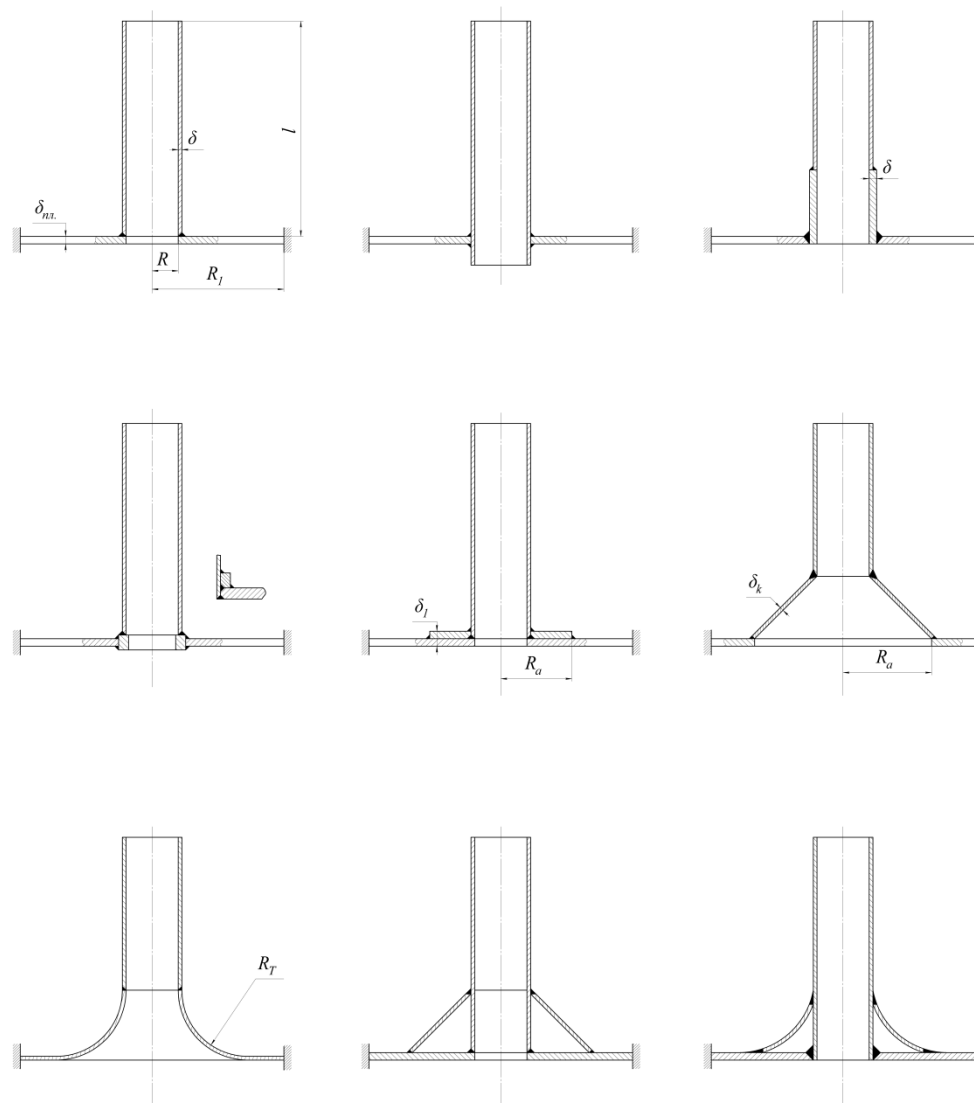


Рис. 7. Конструктивные схемы сочленений, обеспечивающие снижение уровня максимальных напряжений (варианты б – и), а также равнопрочность элементов сочленений (варианты г, д, е)

С целью снижения уровня напряжений в сочленениях патрубков с тонкостенными корпусными элементами, а также обеспечения равнопрочности их элементов разработаны различные конструктивные схемы сочленений (рис. 5). Эффективность их применения исследовалась на моделях корпусных элементов с помощью аналитических решений. Эффективность представленных на рис. 5 конструктивных схем оформления сочленений подтверждена результатами усталостных испытаний до разрушения. Данные испытаний, приведённые на рис. 6 и 7, показывают, что для всех образцов нагрузки, приводящие их к разрушению, в значительной мере увеличиваются по мере снижения уровня максимальных изгибных напряжений в элементах сочленений. Это отмечено для образцов,

отличающихся толщиной корпусного элемента (рис. 6).

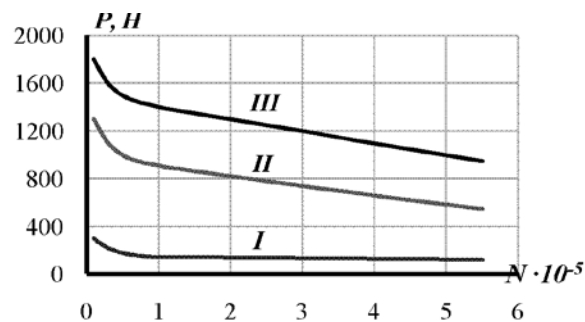


Рис. 6. Характеристики усталостных разрушений образцов, представленных на рис. 5а (I – $\delta_{ni}=1,5$ мм, II – $\delta_{ni}=3,0$ мм, III – $\delta_{ni}=5,0$ мм)

Наличие накладки (рис. 7) также приводит к повышению усталостной прочности. Особо следует отметить эффективность введения конического переходного участка. Из сравнения кривых видно, что при равной толщине корпусных элементов ($\delta_{пл}=1,5$ мм) наличие конического переходного участка резко увеличивает выносливость системы, причём с увеличением радиуса большего основания конуса R_2 усталостная прочность повышается.

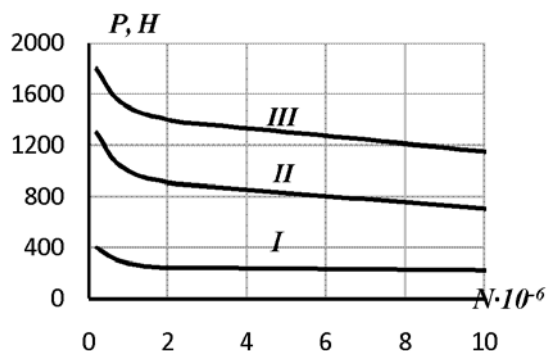


Рис. 7. Характеристики усталостных разрушений образцов, представленных на рис. 5д (II – $\delta_1=5,0$ мм, I – $R_2=45$ мм, III – $R_2=55$ мм)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Тарасов Ю.Л. Надёжность элементов конструкций летательных аппаратов. Методология обеспечения / Ю.Л. Тарасов, Э.И. Миноранский, В.М. Дуплякин. – М.: Машиностроение, 1992. 224 с.
2. Перов, С.Н. Обеспечение надёжности трубопроводных систем / С.Н. Перов, С.И. Аграфенин, Ю.В. Скворцов, Ю.Л. Тарасов. – Самара: ООО «Издательство СНЦ», 2008. 246 с.
3. Тарасов, Ю.Л. Конструктивно-технологические средства обеспечения надёжности и ресурса трубопроводных систем / Ю.Л. Тарасов, С.Н.Перов // Надёжность и экологическая безопасность трубопроводного транспорта: Труды II Всеросс. науч. – практ. конф. (17-19 мая 2005 г.). – Самара, 2005. С. 161-166.

CONSTRUCTIONAL MEANS OF ENSURING THE DURABILITY OF PIPE JUNCTIONS, PIPELINES WITH THIN-WALLED BODY ELEMENTS

© 2013 Yu.L. Tarasov, O.V. Hvesyuk

Samara State Aerospace University

Results of researches the durability of pipe joints, pipelines with thin-walled body elements like plates and shells are presented in article. On the basis of shells moment theory the analysis of stressed state of joint element is carried out; recommendations about design of the junctions for the purpose of decrease in tension, on ensuring equal strength of elements and on increase the durability are made.

Key words: *body element, pipe junction, pipeline, bend, tension, flange, transition element, durability*