

УДК 539.3

В.А. Логунов

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ И ПОДКРЕПЛЯЮЩЕГО ЕЕ  
ШПАНГОУТА ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ ОТ ДЕЙСТВИЯ  
ПОПЕРЕЧНОЙ СИЛЫ

В работе [1] был предложен метод расчета элементов конструкций летательных аппаратов типа моментных цилиндрических оболочек, нагруженных сосредоточенными силами через шпангоут переменной жесткости. Задача решалась методом конечных элементов. Шпангоут представлялся набором конечных элементов, в пределах каждого из которых поперечное сечение считается постоянным. Оболочка рассматривалась как один конечный элемент, для построения матрицы жесткости которого использовалось аналитическое решение теории цилиндрических оболочек. Там же в качестве примера были приведены некоторые результаты расчета, иллюстрирующие быструю сходимость предлагаемого дискретно-аналитического метода и хорошее совпадение полученных результатов с результатами аналитического решения указанной задачи со шпангоутом постоянного сечения в случае нагружения системы силой, параллельной образующей оболочки.

В настоящей статье публикуются результаты расчета консолей цилиндрической оболочки и сопряженного с ней шпангоута переменной жесткости, нагруженного силой в его плоскости.

Некоторые числовые результаты по этому вопросу приведены в работах [2,3,4]. Но в [3, 4] оболочка считается полубезмоментной или безмоментной, а в [2] рассматривается изолированный шпангоут, причем уравнивающие внешнюю нагрузку усилия определяются в предположении, что шпангоут абсолютно жесткий. Как будет показано ниже, такие допущения в подобных задачах могут привести к ошибочным результатам.

На рис. 1 показано сечение оболочки и шпангоута. Стрелками обозначены положительные направления напряжений в срединной поверхности оболочки  $\sigma_x$ ,  $\sigma_\varphi$ ,  $\tau$  и узловых перемещений  $U_i$  ( $i = 1+6$ ).

Шпангоут представляет собой брус прямоугольного поперечного сечения, ширина которого  $a$  постоянна, а высота изменяется по закону

$$b = b_0 - b_1 \cos \varphi,$$

обеспечивающему постоянство объема материала. Параметр  $b_1$  характеризует при этом степень перераспределения материала вдоль оси шпангоута.

Возможности разработанной методики расчета иллюстрируются на числовом примере, который позволяет сделать и некоторые качественные выводы. Расчет выполнен для оболочки радиуса  $r = 300$  мм, длины  $l = 3r$ , толщины  $\delta = 1$  мм при  $a = 20$  мм,  $b_0 = 10$  мм,  $b_1 = 8$  мм. Модуль упругости материала оболочки и шпангоута  $E = 200$  ГПа, коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ . Число узловых точек на полуокружности оболочки  $t$  принималось равным 24, что приводило к системе линейных алгебраических уравнений 138 порядка.

Перейдем непосредственно к анализу напряженно-деформированного состояния системы. На рис. 2 приведены графики изменения узловых перемещений  $U$ , отнесенных к максимальному поперечному перемещению оболочки

$$U_{\max}^{\text{бал}} = \frac{Q}{3\pi E \delta} \left(\frac{l}{r}\right)^3,$$

рассматриваемой как консольная балка, работающая на изгиб.

По сравнению со шпангоутом постоянного сечения характер изменения узловых перемещений остался практически прежним, но их максимальные значения существенно отличны. Так, максимальное значение радиального перемещения  $U_3$  уменьшилось в 2 раза, а максимальные значения остальных перемещений снизились в среднем на 30-35%.

Характер изменения напряжений в оболочке по контуру ее сопряжения со шпангоутом показан на рис. 3. Через  $\bar{\sigma}$  обозначены безразмерные величины, отнесенные к максимальным напряжениям, подсчитанным по балочной теории

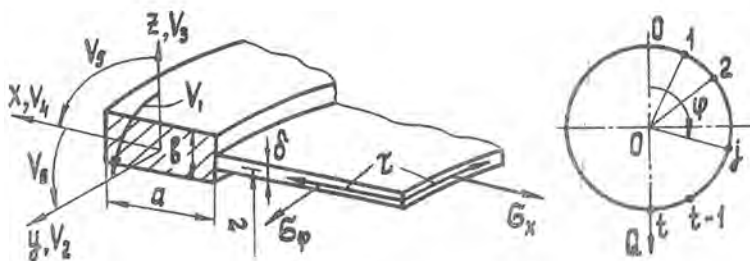


Рис. 1



Рис. 2



Рис. 3

$$\tau_{\max}^{\text{бал}} = \frac{Q}{\pi r \delta}$$

Индексом М сверху обозначены моментные, а индексом С мембранные напряжения. Из графиков видно, что уровень максимальных напряжений в оболочке со шпангоутом переменного поперечного сечения значительно ниже уровня одноименных напряжений в оболочке, подкрепленной шпангоутом постоянного сечения (за исключением касательных напряжений  $\tau$ , которые не показаны ввиду их малости). Так, значения напряжений в срединной поверхности оболочки снизились в 2,7 ( $\bar{\sigma}_x^C$ ) и 2,5 ( $\bar{\sigma}_\varphi^C$ ) раза, а значения моментных напряжений упали в 2,3 ( $\bar{\sigma}_x^M$ ) и 2,8 ( $\bar{\sigma}_\varphi^M$ ) раза. Максимальное значение касательного напряжения  $\tau$  несколько снизилось, но расширилась зона его действия. Это говорит о том, что внешняя нагрузка в случае шпангоута переменного сечения передается на оболочку более равномерно, что является одной из причин, приводящих к снижению уровня нормальных напряжений в оболочке. Вторая и не менее важная причина снижения уровня нормальных напряжений в оболочке заключается в существенном увеличении жесткости шпангоута в зоне приложения силы за счет перераспределения материала, что хорошо иллюстрируется графиками рис. 4.

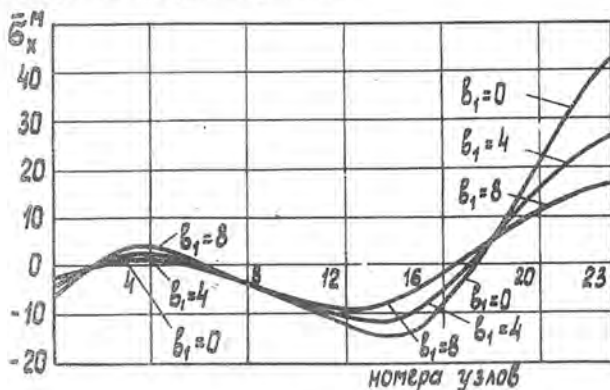


Рис. 4

В дальнейшем все виды напряжений будут даны в безразмерных величинах по отношению к  $\tau_{\max}^{\text{бал}}$ .

Здесь следует подчеркнуть, что изгибные напряжения  $\bar{\sigma}_x^M$ , по величине значительно превышают напряжения в срединной поперечности оболочки, и для принятых параметров системы со шпангоут постоянного сечения соотношения между ними выглядят следующим образом:  $\bar{\sigma}_x^M = 46 \bar{\sigma}_x^c$ ,  $\bar{\sigma}_\varphi^M = 2,7 \bar{\sigma}_\varphi^c$ , т.е. вполне очевидно, что использование в таких задачах безмоментной или полубезмоментной теорий оболочек едва ли оправдано.

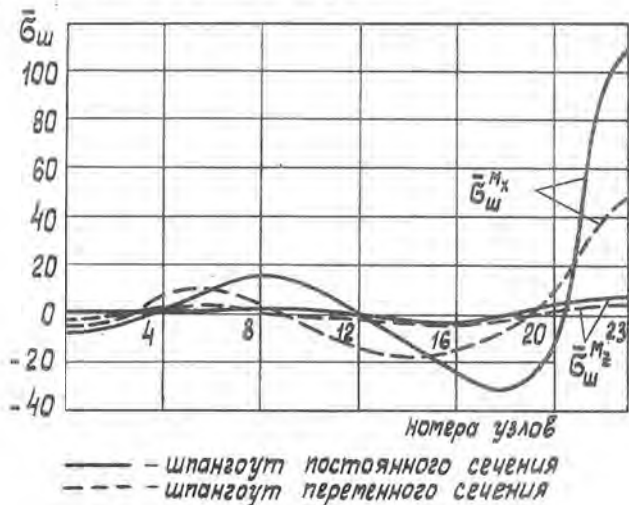


Рис. 5

В нескольких словах о напряженном состоянии шпангоута. На рис. 5 показаны нормальные напряжения, действующие в поперечном сечении шпангоута. Так как при расчете шпангоута методом конечных элементов усилия (напряжения) определяются по найденным узловым перемещениям на границах каждого элемента в отдельности и в общем случае получаются различными, то на графиках приведены кривые, соответствующие осредненным значениям напряжений. Как показали расчеты, такое построение вполне допустимо, потому что несовместность нормальных напряжений незначительна и на кривых в выбранном масштабе даже не видна, а несовместность в касательных напряжениях хотя и более заметна, но сами напряжения малы по существу и не влияют на напряженно-деформированное состояние шпангоута.

Сравнительный анализ, проведенный для шпангоута постоянного сечения, показал, что расчет шпангоута как жесткой рамы [5] приводит к завышению напряжения в опасной точке сечения ( $\psi = \pi$ ) на 75%.

В то же время максимальное значение напряжений от изгибающего момента  $M_x$ , подсчитанное в опасной точке сечения шпангоута в предположении о безмоментном состоянии оболочки [5], отличается от напряжений, вычисленных по нашей методике, на 30% в сторону занижения.

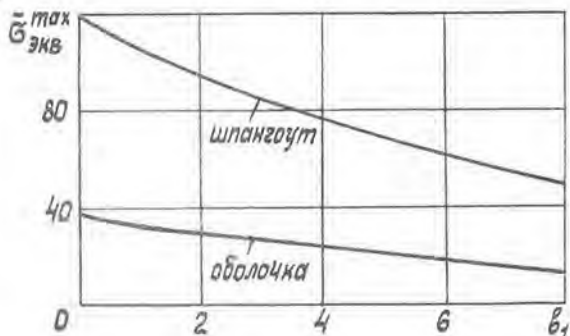


Рис. 6

Графики максимальных эквивалентных напряжений, действующих в оболочке и шпангоуте и подсчитанных по теории прочности энергии при изменении [6], показаны на рис. 6. Из рисунка видно, что при принятом далеко не оптимальном распределении материала вдоль оси шпангоута максимальные эквивалентные напряжения могут быть снижены более чем в 2 раза. Таким образом, имея равные в весовом отношении шпангоуты, можно значительно повысить несущую способность системы.

### Л и т е р а т у р а

1. Логунов В.Я., Хазанов Х.С. Напряженно-деформированное состояние консольной цилиндрической оболочки, нагруженной сосредоточенными силами через шпангоут переменной жесткости. — В кн.: Вопросы прочности и долговечности элементов авиационных конструкций. Межвузовский сборник, изд. КуАИ, вып. 3, 1977, с. 3-13.

2. Балабух Л.И., Колесников К.С., Зарубин В.С., Алфутов Н.А., Усикин В.И., Чижов В.Ф. Основы строительной механики ракет. - М. Высшая школа, 1969. - 464 с.

3. Бинкевич Е.В., Вергейчик Л.В. К расчету цилиндрической оболочки со шпангоутом переменной жесткости на поперечные нагрузки. - В кн.: Самолетостроение и техника воздушного флота. Изд. Харьковского университета им. А.М.Горького, вып. 12, 1967, с. 55-56.

4. Федоров Н.А. Безмоментная цилиндрическая оболочка, подкрепленная кольцами переменной жесткости: Труды семинара по теории оболочек, вып. 3. - Казань: Казанский физико-технический институт АН СССР, 1973, с. 152-165.

5. Астахов М.Ф., Караваев А.В., Макаров С.Я., Суздальцев Я.Я. Справочная книга по расчету самолета на прочность. - М.: Оборонгиз, 1954. - 702 с.

6. Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К., Макушин В.М., Малинин Н.Н., Феодосьев В.И. Расчеты на прочность в машиностроении. т. I. - М.: Машгиз, 1956. - 844 с.