

жений при изгибе односторонне наплавленного прямоугольного стержня в предположении, что  $E_1 < E_2 < E_3$ .

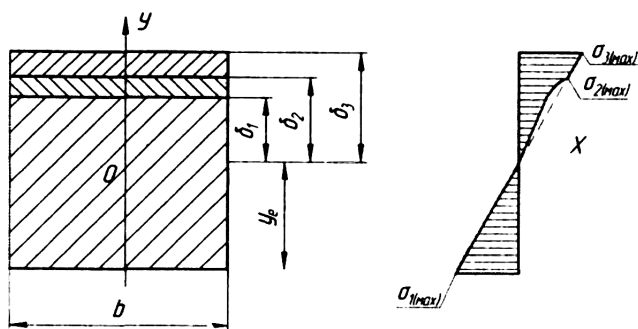


Рис. 5. Поперечное сечение и эпюра нормальных напряжений при изгибе односторонне наплавленного прямоугольного стержня.

Абсолютные значения наибольших напряжений будут:

$$\text{в основе при } y = y_e \quad \sigma_{1(\max)} = \frac{M \cdot E_1 \cdot y_e}{B_x};$$

$$\text{во втором слое при } y = \delta_2 \quad \sigma_{2(\max)} = \frac{M \cdot E_2 \cdot \delta_2}{B_x};$$

$$\text{в третьем слое при } y = \delta_3 \quad \sigma_{3(\max)} = \frac{M \cdot E_3 \cdot \delta_3}{B_x}.$$

Полученные зависимости для определения наибольших напряжений в основе и поверхностных слоях наплавленных призматических стержней при простейших видах нагружения (осевом растяжении и чистом изгибе) дают возможность оценить их прочность, если известны допускаемые напряжения. Несколько иначе решается задача при сложных видах нагружения, например, косом изгибе и внецентренном растяжении-сжатии. В этом случае расчет следует вести с использованием предложенной методики, дополнительно руководствуясь принципом независимости действия сил.

Результаты, представленные в настоящей статье, используются для численных решений задач при оценке прочности наплавленных призматических стержней. Ведется анализ напряженного состояния стержней при различных сочетаниях свойств наплавленного материала и материала основы, а также при различных отношениях толщин слоев.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Остаточные напряжения / Ж. А. Мрочек, С. С. Макаревич, Л. М. Кожуро и др.; под ред. С. С. Макаревича. – Мн.: Технопринт, 2003. – 317 с.
2. Биргер И. А. Сопротивление материалов: Учебное пособие / И. А. Биргер, Р. П. Мавлютов. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит, 1986. – 560 с.

УДК 539.4.012

Худолей А.Л., Баран О.А., Гоман А.М.

## РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ПРИ ТЕРМОСИЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ

**Введение.** В современном машиностроении расчетам на прочность отводится всё более ответственная роль, а сами методы становятся более сложными. Отдельный класс изделий составляют конструкции типа оболочек, к которому относятся полые корпуса всевозможных машин, резервуары, котлы, теплообменники, трубопроводы, подшипниковые втулки, формообразующий инструмент, технологическая оснастка и т.д. По соотношению внутреннего и наружного радиусов различают толстостенные и тонкостенные оболочки, а по соотношению срединного радиуса, толщины и длины – короткие и длинные. В процессе эксплуатации такие конструкции могут подвергаться температурным, статическим и динамическим нагрузкам, что неизбежно приводит к изменению их геометрии, и вследствие этого спектр расчётных схем нагружения и методов расчёта достаточно широкий. Потеря начальной геометрии в готовом изделии или оснастке, начиная с определенных значений отклонений от исходных геометрических параметров, является результатом нарушения параметров технологического процесса или эксплуатационных требований, и неизбежно приводит к браку продукции.

Анализом напряженно-деформированного состояния и расчетом перемещений в оболочечных конструкциях занимались В.Власов, А. Гольдвейзер, А.Лурье, Б. Галеркин, М. Бартон, В.Новожилов и др. Фундаментальные исследования по определению температурных напряжений провели Пуассон, Рейлей, Н.Лебедев, В.Феодосьев и ряд других авторов. В настоящее время расчётами оболочечных конструкций занимаются в

МГУ им. М.В.Ломоносова, Институте механики РАН, Самарском государственном аэрокосмическом университете, Саратовском государственном университете, Институте проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Ноттингемском университете, Национальном университете КНР, Национальном центре научных исследований Франции и др. [1–4]. Однако расчеты радиальных перемещений оболочечных конструкций с учетом технологических параметров процессов, реализующих комплексное термосиловое нагружение, до настоящего времени не проводились.

Предварительный анализ механо-термических процессов машиностроительного производства показал необходимость решения задачи по определению радиальных перемещений полого цилиндра при действии на него внутреннего давления, центробежных сил, упругого торцевого поджатия и температурных напряжений, как для коротких, так и для длинных оболочек, позволяющий прогнозировать изменение геометрии и предотвращать брак получаемой продукции за счет управления технологическими параметрами производственных процессов.

Для решения подобных задач применяются численные, аналитические и экспериментальные методы. В настоящее время наиболее часто используются численные методы, в частности метод конечных элементов [5]. Однако его применение на практике требует громоздких вычислений, выполняемых, как правило, только с помощью ЭВМ, также необходима обязательная экспериментальная проверка или сопоставление с решениями,

Худолей Андрей Леонидович, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник.

Баран Ольга Анатольевна, аспирант.

Гоман Аркадий Михайлович, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник.

Беларусь, ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.

полученными аналитическими методами [6].

Применение аналитических методов позволяет представить решение сложных задач в виде простых выражений, а в нашем случае получить инженерную методику расчета цилиндрических оболочек.

Целью данной работы являлось создание методики расчета радиальных перемещений цилиндрической оболочки при термосиловом нагружении, исходя из её прочности и работы в упругой области. Основная задача исследования состояла в расчётном определении перемещений в цилиндрической оболочке с внешним диаметром от 30 до 500 мм и длиной до 500 мм при нагружении её внутренним давлением, торцевым поджатием, нагревом и центробежными силами.

**1. Расчет радиальных перемещений.** Рассмотрим общий случай, когда цилиндрическая оболочка нагружается в ходе технологического процесса усилием торцевого поджатия и внутренним давлением, а также нагревается в поле центробежных сил (рис. 1).

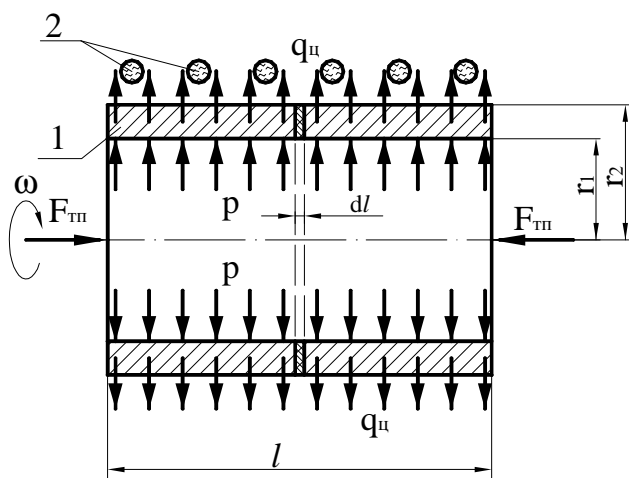


Рис. 1. Схема термосилового нагружения цилиндрической оболочки (продольный разрез): 1 – цилиндрическая оболочка, 2 – индуктор.

Будем решать поставленную задачу с помощью аналитических методов. В нашем случае цилиндрическая оболочка выполнена из стали, т.е. из материала с ярко выраженными линейными упругими свойствами, поэтому в первом приближении рассмотрим решение задачи в линейной постановке. Это позволяет использовать принцип суперпозиции: силы, действующие в радиальном и осевом направлениях оболочки, независимы друг от друга. Действие радиальных нагрузок приводит к деформациям в цилиндрической оболочке, которое наблюдается в увеличении диаметра оболочки. Поскольку торцы изделия закреплены и не могут свободно перемещаться, то радиальные перемещения достигают максимальных значений в середине оболочки, при этом ее форма меняется с правильной цилиндрической на бочкообразную. Осевая нагрузка будет вызывать дополнительный изгиб стенок оболочки, увеличивая тем самым суммарные радиальные перемещения.

**1.1. Перемещения от радиальной нагрузки.** Первоначально найдем максимальные радиальные перемещения только от действия радиальных нагрузок. Для чего рассмотрим напряженно-деформированное состояние тонкого кольца, расположенного в центральной части цилиндра и равноудаленного от его торцов, нагруженного силами в радиальном направлении. В данном случае можно считать, что толщина кольца не меняется под действием нагрузок, т.е. кольцо свободно деформируется. Тогда уравнение для расчета радиального перемещения, приведенное в [7], с учетом действия центробежных сил и внутреннего давления примет вид:

$$\Delta_1 = \frac{1}{E} \left[ A(1-\mu)r + B(1+\mu)\frac{1}{r} - (1-\mu^2)\frac{\gamma\omega^2}{8g}(r-r_1)^3 \right]. \quad (1)$$

где  $E$  – модуль упругости материала;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $\gamma$  – удельный вес материала;  $\omega$  – угловая скорость;  $g$  – ускорение силы тяжести;  $r$  и  $r_1$  – текущий и внутренний радиус оболочки;  $A, B$  – постоянные интегрирования.

Постоянные интегрирования  $A$  и  $B$  определяются из граничных условий:

$$\begin{cases} \sigma_r|_{r=r_1} = -p, \\ \sigma_r|_{r=r_2} = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где  $\sigma_r|_{r=r_1}$ ,  $\sigma_r|_{r=r_2}$  – радиальные напряжения на внутренней и внешней поверхности оболочки соответственно;  $p$  – внутреннее давление.

Перемещение в оболочке для радиуса срединной поверхности  $R$  с учетом температурных деформаций в радиальном направлении:

$$\Delta_2 = \alpha R \Delta t + \Delta_1, \quad (3)$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения материала оболочки;  $\Delta t = t_2 - t_1$ ,  $\Delta t$  – изменение температуры,  $t_1$  и  $t_2$  – начальная и конечная температура нагреваемой оболочки.

**1.2. Перемещения от осевой нагрузки.** При симметричном нагружении закрепленной цилиндрической оболочки деформации тоже обладают осевой симметрией. Оценим приращение радиальных перемещений от действия осевой нагрузки. Схема к расчету представляет собой оболочку длиной  $l/2$ , жестко заделанную с одного торца. Стенку оболочки можно рассматривать как совокупность совместно деформирующихся балок, связанных между собой упругими силами [7]. На рис.2 выделена одна из балок, принадлежащая цилиндрической оболочке при ее деформации. Так как осевая сила вызывает изгиб стенки оболочки, то её действие представим в виде изгибающего момента, величину которого определим по формуле:

$$M_{изг} = F \Delta_2, \quad (4)$$

где  $F$  – осевая нагрузка,

$$F = F_{mn} + \alpha ES \Delta t \ell, \quad (5)$$

$F_{mn}$  – сила торцевого поджатия;  $\alpha ES \Delta t \ell$  – величина, характеризующая силу в осевом направлении, возникающую вследствие действия температуры,  $E$  – модуль упругости,  $S$  – площадь поперечного сечения,  $\ell$  – первоначальная длина цилиндрической оболочки.

Дифференциальное уравнение относительно перемещения  $u$  для цилиндрической оболочки при её симметричном нагружении имеет вид [7]:

$$\frac{du^4}{dx^4} + 4k^4 u = \frac{p_{en}}{D} - \frac{\mu T_x}{RD}, \quad (6)$$

где  $k$  – коэффициент, определяемый из выражения

$$k = \sqrt[4]{\frac{Eh}{4R^2D}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{Rh}}, \quad (7)$$

в нашем случае  $u$  – радиальное перемещение точек срединной поверхности оболочки (положительным считается перемеще-

ние точек в сторону увеличения перемещения  $\Delta_2$ );  $p_{вн}$  – давление, характеризующее внешние силы;  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$  –

жесткость оболочки на изгиб;  $h$  – толщина оболочки;  $R$  – средний радиус цилиндрической оболочки;  $T_x$  – нормальная сила на площадке  $h \times dx$ , отнесенная к единице дуги сечения.

Следует отметить, что при расчете радиальных перемещений в цилиндрической оболочке необходимо различать короткие и длинные оболочки. Оболочка считается короткой, если  $k\ell < 3$ , длинной при  $k\ell \geq 3$  [8]. Таким образом, уравнение (6) имеет различные решения, предопределенные величиной  $k\ell$ .

С учетом того, что в рассматриваемом случае давление внешних сил  $p_{вн}$  постоянно вдоль образующей, то можно записать:

$$u = e^{-kx}(c_1 \sin kx + c_2 \cos kx) + e^{kx}(c_3 \sin kx + c_4 \cos kx). \quad (8)$$

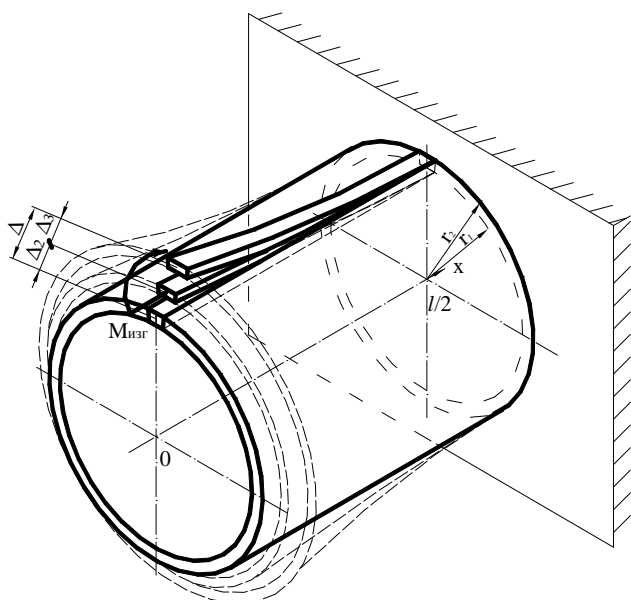


Рис. 2. Схема к расчету радиальных перемещений оболочки от действия осевой нагрузки ( $\Delta_2$  и  $\Delta_3$  – перемещения от действия радиальной и осевой нагрузок, соответственно).

Для определения четырех постоянных интегрирования необходимо задать четыре уравнения. Эта система оказывается слабосвязанной и распадается на две по два уравнения, а постоянные  $c_1$  и  $c_2$  определяются независимо от  $c_3$  и  $c_4$ . Это объясняется тем, что функции, входящие в уравнение (8), имеют разный характер:  $e^{-kx}(c_1 \sin kx + c_2 \cos kx)$  быстро затухает, а  $e^{kx}(c_3 \sin kx + c_4 \cos kx)$  быстро возрастает. Для длинных оболочек функция  $e^{-kx}(c_1 \sin kx + c_2 \cos kx)$  при значениях близких к  $\ell$  имеет очень малое значение, и можно считать, что ее деформации на одном торце не зависят от состояния нагруженности другого торца. Чтобы оценить перемещения торца длинной цилиндрической оболочки при малых значениях  $x$ , можно пренебречь слагаемым  $e^{kx}(c_3 \sin kx + c_4 \cos kx)$ , т.е. предположить  $c_3=c_4=0$ .

Тогда для длинной цилиндрической оболочки радиальное перемещение вблизи торца определяется по формуле:

$$u = e^{-kx}(c_1 \sin kx + c_2 \cos kx), \quad (9)$$

где  $c_1, c_2$  – постоянные интегрирования, определяемые из краевых условий при  $x = 0$ :

$$\begin{cases} M_{u32} = F \Delta_2, \\ Q = 0, \end{cases} \quad (10)$$

здесь  $Q$  – величина поперечной силы:

$$Q = D \frac{d^3 u}{dx^3}, \quad (11)$$

$M_{u32}$  – момент,

$$M_{u32} = D \frac{d^2 u}{dx^2}. \quad (12)$$

Для короткой оболочки необходимо учитывать условия закрепления по обоим концам. Тогда радиальное перемещение можно определять по формуле (8), где постоянные  $c_1 - c_4$  находятся из решения краевых условий:

• при  $x = 0$

$$\begin{cases} M_{u32} = F \Delta_2, \\ Q = 0; \end{cases} \quad (13)$$

• при  $x = \frac{l}{2}$

$$\begin{cases} u = 0, \\ \frac{du}{dx} = 0. \end{cases} \quad (14)$$

Для короткой оболочки расчет перемещений при изгибе лучше выполнять с использованием функций А. Крылова. В этом случае решение дифференциального уравнения (6) можно представить в виде:

$$u = C_0 K_0 + C_1 K_1 + C_2 K_2 + C_3 K_3, \quad (15)$$

где  $K_0 - K_3$  – функции А. Крылова [8]:

$$K_0 = ch kx \cdot \cos kx;$$

$$K_1 = \frac{1}{2}(ch kx \cdot \sin kx + sh kx \cdot \cos kx);$$

$$K_2 = \frac{1}{2}sh kx \cdot \sin kx;$$

$$K_3 = \frac{1}{4}(ch kx \cdot \sin kx - sh kx \cdot \cos kx). \quad (16)$$

Таким образом, суммарное перемещение срединной поверхности цилиндрической оболочки в радиальном направлении от действующих нагрузок на расстоянии  $x = \ell/2$  определяется по формуле:

$$\Delta = \Delta_2 + \Delta_3, \quad (17)$$

где перемещения  $\Delta_3$  и  $\Delta_2$ , вызванные действием осевых (при  $x = 0$ ) и радиальных нагрузок, определяются по формулам (9) или (15) и (3), соответственно.

**2. Анализ геометрических параметров цилиндрической оболочки при термосиловом нагружении.** На основе предложенной методики проведено исследование геометрических параметров цилиндрической оболочки, выполненной

из стали марки Сталь 10 ( $\sigma_y=220$  МПа,  $[\sigma]=183$  МПа,  $E=2 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu=0,27$ ,  $\gamma=7850$  кг/м<sup>3</sup>,  $\alpha=13,2 \cdot 10^{-6}$  1/град), с внутренним радиусом  $r_1=0,15$  м. Графически результаты исследований представлены на рис. 3-5.

Температурные перемещения в оболочке описываются законами, близкими к линейным функциям (рис. 3). Изменение радиальных перемещений по толщине  $h$  стальной оболочки от действия термосиловых нагрузок при  $\Delta t=50$  °С,  $p=25$  кПа,  $\omega=10$  рад/с, при этих же значениях и  $F_{mn}=0,1$  МН (рис. 3) имеют нелинейный характер, при этом чем тоньше оболочка, тем большие перемещения вызывают действующие нагрузки. Зависимость перемещений от угловой скорости  $\omega$  по толщине имеет вид параболы, при этом значения перемещений очень малы (график не показан) и составляют менее 0,001% от суммарных. Установлено, что зависимость радиальных перемещений от внутреннего давления по толщине является гиперболической (рис. 4).

В оболочках с постоянной толщиной стенки 10 мм и длиной  $\ell=0,3$  м, подвергаемых термосиловому нагружению с параметрами  $\Delta t=50$  °С,  $p=25$  кПа,  $\omega=10$  рад/с,  $F_{mn}=0,1$  МН, при увеличении наружного диаметра с 30 до 500 мм суммарные перемещения монотонно возрастают в 23 раза.

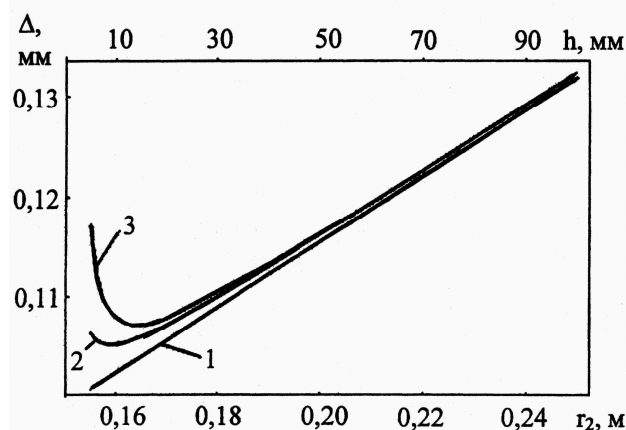


Рис. 3. Зависимость радиальных перемещений от наружного радиуса и толщины оболочки при комплексном термосиловом нагружении ( $\ell=0,3$  м): 1 –  $\Delta t=50$  °С; 2 –  $\Delta t=50$  °С,  $p=25$  кПа,  $\omega=10$  рад/с; 3 –  $\Delta t=50$  °С,  $p=25$  кПа,  $\omega=10$  рад/с,  $F_{mn}=0,1$  МН.

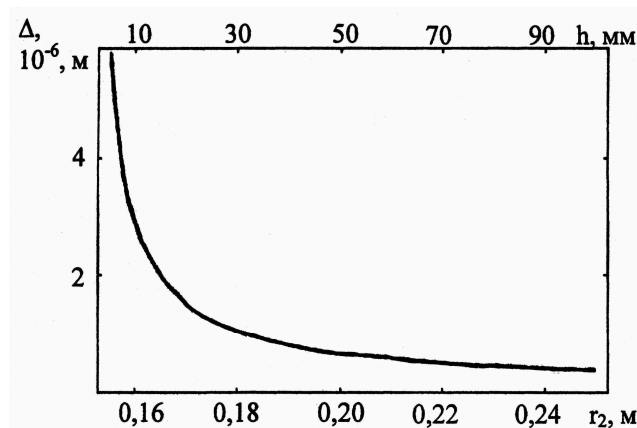


Рис. 4. Зависимость радиальных перемещений от наружного радиуса и толщины оболочки ( $\ell=0,3$  м;  $p=25$  кПа).

Для определения влияния длины на величину перемещений уравнение (6) было решено двумя способами: матричным

– в виде решения уравнения (8), и с помощью функций А.Крылова. Как видно из формул (4), (9) и (15), длина оболочки используется в расчетах величин радиальных перемещений  $\Delta_3$  от осевых нагрузок в неявном виде. При исследовании зависимости перемещений от длины оболочки было выявлено, что при переходе от коротких к длинным оболочкам, т.е. начиная со значения длины  $\ell=3/k$ , существует переходной участок, на котором проявляется неустойчивость счета, обусловленная малыми разностями больших величин (рис. 5, линия 2). Описать срыв, имеющий гармонический характер, с точки зрения физического смысла для данной схемы нагружения не представляется возможным. Поэтому аналитические методы разделяют расчеты для коротких и длинных оболочек, в отличие от численных методов. Поэтому при критическом значении  $k\ell=3$  решения уравнения (6) сшиваются из результатов расчетов, выполненных для короткой и длинной оболочек (рис. 5, линия 1). Изменение величины радиальных перемещений в зависимости от длины составляет до 0,25% для коротких оболочек (рис. 5), однако если рассчитывать оболочечные конструкции без учета их длины (т.е. не сшивать решения), то из-за неустойчивости счета возникают ошибки, которые могут давать значительные расхождения с действительными значениями перемещений.

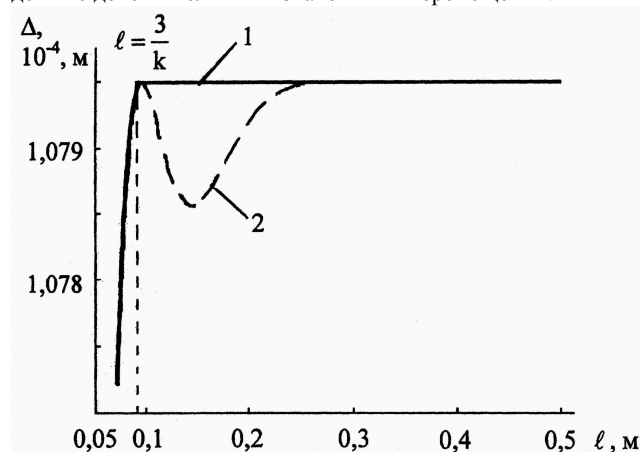


Рис. 5. Зависимость суммарных радиальных перемещений при комплексном термосиловом нагружении от длины оболочки ( $\Delta t=50$  °С,  $p=1$  кПа,  $\omega=7$  рад/с,  $F_{mn}=1$  кН,  $r_2=0,16$  м): 1 – сшитое решение, 2 – решение с переходным участком.

Изменение отдельных параметров оказывает влияние на суммарные перемещения. Установлено, что при уменьшении силы торцевого поджатия или внутреннего давления, так и при увеличении разности температур зависимость радиальных перемещений от толщины полого цилиндра приобретает закон, близкий к линейному, т.к. в этом случае наибольшее влияние оказывают температурные напряжения. Влияние угловой скорости вращения в рабочем диапазоне (до 10 рад/с) на величину суммарных перемещений незначительно и составляет до 0,001 %.

Практика использования стальных оболочечных конструкций в процессах центробежного нанесения покрытий и индукционной коаксиальной сварки подтверждает порядок полученных расчетных величин для радиальных перемещений. Точность расчетов может быть повышена введением эмпирического коэффициента в выражение (17).

**Заключение.** В работе аналитическими методами получены расчетные зависимости для определения радиальных перемещений для коротких и длинных цилиндрических оболочек, нагруженных технологическими или эксплуатационными нагрузками (внутренним давлением, центробежными силами, торцевым упругим поджатием, температурными

напряжениями). Действие этих факторов в совокупности и по отдельности может привести к потере начальной цилиндрической геометрии оболочки с образованием бочкообразной формы или даже к разрыву оболочки. Этого можно избежать путем рационального выбора параметров технологических процессов с учетом предварительно заданных значений отклонений размеров, поэтому необходимо уметь рассчитывать величины критических нагрузок, способных привести к выходу геометрических параметров за пределы полей допусков. В этой связи управление технологическими параметрами производственных процессов позволит предотвратить брак получаемой продукции.

Предложена методика расчета суммарных перемещений в оболочках, которая может быть использована применительно к определению параметров производственных процессов коаксиальной сварки, термообработки, центробежного литья, спекания и наплавки. Ее использование позволяет подобрать геометрические параметры изделий, обеспечивающие минимальные затраты материалов, трудовых и энергетических ресурсов. Методика применима для материалов, обладающих линейными упругими свойствами для заданного диапазона нагрузок, и не может быть использована при работе с хрупкими материалами.

В статье развит подход к определению радиальных перемещений, разработанный В.Феодосьевым для толстостенных цилиндров и быстровращающихся дисков, путем учета дополнительных деформаций, возникающих от изгиба оболочки при ее осевом симметричном нагружении. Предложенная методика универсальна, так как ее можно использовать как для толстых и тонких, так и для длинных и коротких оболочек. Расчет коротких оболочек проводится на основе функций А.Крылова. Устойчивость сечения в переходных участках от коротких к длинным оболочкам обеспечивается комбинированным аналитическим решением, корректно учитывающим малые разности больших величин при расчетах перемещений. Отличительной особенностью методики является возможность определения радиальных перемещений оболочки в зависимости от технологических параметров производственного процесса и эксплуатационных нагрузок.

Выполнен анализ радиальных перемещений оболочки, возникающих от действия температуры, внутреннего давления, центробежных сил и торцевого упругого поджатия и от совместного действия этих факторов нагружения. Установлено, что наибольшее влияние для исследованных диапазонов нагрузок ( $p=0\div 1\text{МПа}$ ;  $F_{mn}=0\div 1\text{МН}$ ;  $\omega=0\div 10\text{рад/с}$ ;  $\Delta t=0\div 200^\circ\text{C}$ ) на величину суммарных перемещений оказывают температурные напряжения, которые могут достигать

99,98% от суммарных перемещений, а наименьшее влияние до 0,001% от суммарных перемещений вызывают центробежные силы. Величина суммарных перемещений также зависит от длины и толщины оболочки. С увеличением толстостенности оболочки величина радиальных перемещений резко возрастает. Для коротких оболочек с уменьшением длины радиальные перемещения снижаются незначительно (ориентировочно на 0,25%), в то время как для длинных они постоянны.

Повысить точность предложенного метода расчета можно за счет коэффициентов, полученных из экспериментальных данных. Введение в расчетную формулу (17) подобных коэффициентов позволит прогнозировать надежность оболочечных конструкций с заданной достоверностью, определить расчетным способом технологические параметры и тем самым обеспечить экономию материалов и трудозатрат в производственных процессах.

Полученная методика позволяет решать два типа инженерных задач: при известных параметрах термосилового нагружения определить отклонения размеров оболочки или по заданным предельным отклонениям найти предельные нагрузки и тем самым лимитировать технологические параметры процессов.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Jianqiao Ye, K. Soldatos. Three-dimensional stress analysis of orthotropic and cross-ply laminated hollow cylinders and cylindrical panels // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 3-4(117). – 1994. – P.331-351.
2. Hung-Syng Jing, Kuan-Goang Tzeng. Analysis of thick laminated anisotropic cylindrical shells using a refined shell theory // International Journal of Solids and Structures. – 10(32). – 1995. – P.1459-1476.
3. Claire Ossadzow, Maurice Touratier. An Improved shear-membrane theory for multilayered shells // Composite Structures. – 1(52). – 2001. – P.85-95.
4. N. Murray, P. Bilston. Local buckling of thin-walled pipes being bent in the plastic range // Thin-Walled Structures. – 5(14). – 1992. – P.411-434.
5. J. Remenec, L. Starek. Numerical and experimental verification of updating methods for the vibrating mechanical systems // Journal of Mechanical Engineering. – 4(51). – 2000. – P.213-235.
6. Берестнев О.В., Гоман А.В., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов. – Мн.: Наука і тэхніка, 1992. – 238 с.
7. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1999. – 590 с.

УДК 621.3.087

**Драган А.В., Стецко И.П., Ромашко Д.А., Левкович Н.В.**

## НОВЫЕ АППАРАТНО-ПРОГРАММНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И ДИАГНОСТИКИ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

**Введение.** Ненадлежащее качество и совершенство конструкций агрегатов, приводов и других механических систем являются в большинстве случаев определяющими факторами, приводящими к повышению виброакустической активности, динамических нагрузок, а также к возникновению ошибочных взаимных перемещений звеньев этих систем, что напрямую

свидетельствует об их низких надежности и долговечности. Для решения задач диагностики механических систем, основанно признанных одним из приоритетных направлений современного машиностроения, необходимо, прежде всего обладать четким представлением о взаимосвязи конструктивных и качественных параметров диагностируемых систем с физиче-

*Драган А.В., доцент, к.т.н., зав. кафедрой «Технология машиностроения» Брестского государственного технического университета.*

*Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.*

*Стецко И.П., к.т.н., зав. Научно-исследовательской лаборатории информационно-измерительных систем Белорусского государственного университета.*

*Ромашко Д.А., научный сотрудник Научно-исследовательской лаборатории информационно-измерительных систем Белорусского государственного университета.*

*Левкович Н.В., аспирант Научно-исследовательской лаборатории информационно-измерительных систем Белорусского государственного университета.*

*Беларусь, НИЛ ИИС БГУ, 220108, г. Минск, ул. Курчатова 1 – 68.*