

УДК 621.643.34(43)

Р. Н. МИРСАЕВ

ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИЛЬФОННЫХ КОМПЕНСАТОРОВ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Излагается уточненный метод расчета собственных частот поперечных колебаний сильфонных компенсаторов, позволяющий учесть влияние внутреннего давления, инерцию поворота элементов, деформации сдвига. Компенсатор; гофрированная оболочка; приведенная жесткость; приведенный массовый момент инерции; частота колебаний

Сильфонные компенсаторы имеют значительную податливость при сжатии-растяжении и при поперечном изгибе, в то же время они обладают высокой жесткостью в радиальном направлении и при кручении. Соотношения податливостей в осевом направлении, при изгибе, в радиальном направлении, при кручении определяются, в основном, геометрией профиля гофров гофрированной оболочки (сильфона) компенсатора, толщиной её стенки, длиной и диаметром. В связи с этим сильфонные компенсаторы имеют плотный спектр собственных частот продольных и изгибных (поперечных) колебаний в области низких частот, которые могут реализоваться в виде резонансных колебаний при воздействии основных возбуждающих гармоник от двигателей, роторных машин и т. д. Использованию сильфонных компенсаторов должен предшествовать тщательный анализ возможности возникновения их низкочастотных резонансных колебаний как наиболее опасных.

Расчету продольных колебаний сильфонных компенсаторов посвящено достаточно большое количество работ [1, 2] и др. Поперечные колебания сильфонных компенсаторов пока остаются менее исследованной областью, кроме того, здесь необходим учет влияния таких важных факторов, как распорная сила (для компенсатора сжимающая как реакция опор) от внутреннего давления, инерция поворота элементов компенсатора и деформация сдвига при колебаниях.

Для расчета собственных частот поперечных колебаний сильфонных компенсаторов предлагается использовать уточненную теорию колебаний стержней С. П. Тимошенко с использованием приведенных параметров упругости и массы компенсатора. Система уравнений для расчета собственных частот поперечных колебаний сильфонных компенсаторов предлагается в виде

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left\{ (EI)_{\text{пр}} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[(J_{\text{пр}}) \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + N \frac{\partial y}{\partial x} \right] \right\} + m_{\text{пр}} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

$$(EI)_{\text{пр}} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - m_{\text{пр}} \beta \frac{(EI)_{\text{пр}}}{(GF)_{\text{пр}}} \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \cdot \partial t^2} + m_{\text{пр}} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (2)$$

где $(EI)_{\text{пр}}$ — приведенное значение изгибной жесткости компенсатора; y — поперечное перемещение при колебаниях; x — продольная (вдоль оси компенсатора) координата, соответствующая перемещению y ; $(J)_{\text{пр}}$ — массовый приведенный момент инерции; θ — угол поворота сечения при колебаниях; N — продольная сила (определяется внутренним давлением p в компенсаторе); $GF_{\text{пр}}$ — приведенное значение жесткости при сдвиге; $m_{\text{пр}}$ — погонная масса компенсатора; t — время; β — коэффициент, зависящий от размеров поперечного сечения компенсатора.

Уравнение (1) позволяет определить собственные частоты поперечных колебаний с учетом инерции поворота сечений и действия продольной силы. Обычно расчет колебаний производится без учета инерции поворота, это допущение оказывается непригодным, если к компенсатору присоединяются дополнительные массы, мало изменяющие его жесткость, но значительно изменяющие его массу, такими массами могут быть бронирующие кольца во впадинах гофров или жидкость, находящаяся внутри компенсатора.

Решение уравнения (2) позволяет определить поправку собственной частоты от деформаций сдвига. Деформации сдвига оказывают влияние на частоты собственных колебаний компенсаторов при их небольшой длине по сравнению с размерами поперечного сечения или когда длина полуволны формы колебаний меньше или равна d_y .

Уравнение (1) решается методом разделения переменных (методом Фурье) [3] и приводит к формуле для расчета собственных частот поперечных колебаний с учетом инерции поворота и действия продольной силы

$$f_j = \frac{\lambda_j^2}{2\pi l_{г.ч.}^2} \sqrt{\frac{(EI)_{\text{пр}}}{m_{\text{пр}}} \left(1 - \frac{\kappa^2}{\lambda_j^2}\right)} \sqrt{\frac{1}{1 + S_n}}, \quad (3)$$

где j — номер формы колебаний; λ_j — частотный параметр, причем для первой формы колебаний $\lambda_1 = 4,73$; для остальных форм параметр определяется как $\lambda_j = (j + 0,5)\pi$; $\kappa^2 = \frac{p(D^2 - d_y^2)l_{г.ч.}^2}{4(EI)_{\text{пр}}}$ — параметр, учитывающий инерцию поворота сечений; $l_{г.ч.}$ — длина гибкой части компенсатора [4]; $D_{ср} = \frac{D+d_y}{2}$ — средний диаметр поперечного сечения гофрированной оболочки; D, d_y — наружный

и внутренний диаметры гофрированной оболочки соответственно.

Уравнение (2) также решается методом Фурье и дает следующее выражение для поправки, учитывающей влияние деформаций сдвига на собственную частоту поперечных колебаний сильфонного компенсатора:

$$f_{jc} = f_j \sqrt{\frac{1}{1 + S_c}}, \quad (4)$$

где f_{jc} — собственная частота поперечных колебаний компенсатора с учетом деформаций сдвига; $S_c = \pi^2 \beta \cdot \frac{E}{G} \cdot \frac{D_{cp}^2}{8 l_{г.ч}^2}$ — параметр, учитывающий деформацию сдвига.

Величина $\beta \left(\frac{E}{G}\right)$ для большинства гофрированных оболочек компенсаторов может быть принята равной 0,1182. Численное выражение этой величины определяется из соотношения приведенных значений изгибной жесткости $(EI)_{пр}$ и приведенной жесткости на сдвиг $(GF)_{пр}$, умноженного на значение β , определяемое по формулам, приведенным в работе [3].

В конечном итоге формула для расчета собственных частот поперечных колебаний компенсатора имеет вид

$$f_j = \frac{\lambda_j^2}{2\pi l_{г.ч}^2} \sqrt{(EI)_{пр} \left(1 - \frac{\nu^2}{\lambda_j^2}\right) \times \sqrt{\frac{1}{1 + S_n}} \sqrt{\frac{1}{1 + S_c}}}. \quad (5)$$

Пример расчета. Определить собственную частоту колебаний сильфонного компенсатора, имеющего следующие параметры: $d_y = 70$ мм — условный внутренний диаметр (в просвет); $h = 7,2 \cdot 10^{-3}$ м — высота гофра; $t = 5 \cdot 10^{-3}$ м — шаг гофров; $r = 1,3 \cdot 10^{-3}$ м — радиус внутреннего закругления гофра; $r_1 = 1,9 \cdot 10^{-3}$ м — радиус наружного закругления гофра; $m_{пр} = m = 2,664$ кг/м — погонная масса; $C = 2,1667 \times 10^4$ Н/м — продольная жесткость гофрированной оболочки; $n_r = 33$ — количество гофров; $l_{г.ч} = n_r \cdot t = 165 \cdot 10^{-3}$ м — длина гибкой части. Компенсатор жестко закреплен по обоим концам и находится под действием внутреннего давления воздуха $p = 0,5 \cdot 10^6$ Па/м².

Определяется изгибная жесткость компенсатора с использованием известного соотношения [4]

$$\begin{aligned} (EI)_{пр} &= \frac{D_{cp}^2 \cdot D_{г.ч}}{8} \cdot C = \\ &= \frac{(77,2 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 165 \cdot 10^{-3}}{8} \cdot 2,1667 \cdot 10^4 = \\ &= 2,6633 \text{ Н} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Если нет экспериментальных значений C , то $(EI)_{пр}$ может быть определено по формулам, приведенным в работе [1].

Собственная частота поперечных колебаний по первой форме, рассчитанная по формуле (5), будет

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{4,73^2}{2\pi (165 \cdot 10^{-3})^2} \sqrt{\frac{2,6633}{2,664} \left[1 - \frac{8,6546}{(4,73)^2}\right]} \times \\ &\times \sqrt{\frac{1}{1 + 0,135}} \sqrt{\frac{1}{1 + 0,03192}} = \\ &= 105,25 \text{ Гц}. \end{aligned}$$

Экспериментальное значение собственной частоты поперечных колебаний для данного компенсатора составило $f_{Э1} = 104,6$ Гц.

В таблице в качестве примера приведены значения собственных частот поперечных колебаний f по первой форме, рассчитанные по формуле (5) и полученные экспериментально $f_{Э}$ для двуслойных компенсаторов с параметрами: $d_y = 80$ мм; толщиной стенки $S_0 = (0,2 + 0,2)$ мм, с числом гофров $n_r = 33$, ($l_{г.ч} = 165$ мм); $n_r = 22$, ($l_{г.ч} = 110$ мм).

Таблица

Собственные частоты поперечных колебаний компенсаторов при различных величинах внутреннего давления

№ п/п	p, МПа	$n_r = 33$, ($l_{г.ч} = 165$ мм)		$n_r = 22$, ($l_{г.ч} = 110$ мм)	
		f, Гц	$f_{Э}$, Гц	f, Гц	$f_{Э}$, Гц
1	0	115,9	113	240,5	238
2	0,1	109,9	107	236,5	231
3	0,2	103,4	98	231,9	224
4	0,3	96,5	90	229,0	216
5	0,4	89,1	79	225,1	209
6	0,5	81,2	66	—	—

Увеличение расхождения между расчетными и экспериментальными значениями собственных частот поперечных колебаний, с увеличением внутреннего давления объясняется усилением влияния начальных «погибей» гофрированных оболочек и отклонением профиля гофра от номинального.

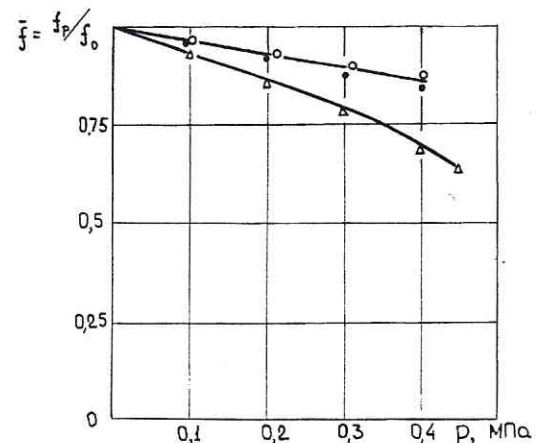


Рис. Влияние внутреннего давления на собственные частоты поперечных колебаний компенсаторов

На рисунке представлены зависимости относительных значений собственных частот поперечных колебаний по первой форме, полученные экспериментально для двуслойных и трехслойных компенсаторов с $d_y = 80$ мм при различных величинах внутреннего давления воздуха, где (•) — для $n_r = 22$, $S_O = (0,2+0,2)$ мм; (○) — для $n_r = 22$, $S_O = (0,2+0,2+0,2)$ мм; (Δ) — для $n_r = 33$, $S_O = (0,2+0,2)$ мм. Здесь, f_P — собственная частота при наличии внутреннего давления в компенсаторе, f_0 — собственная частота без давления.

Экспериментальные исследования с участием автора проводились на установке, созданной на базе электродинамического вибростенда ВЭДС 400А в НИИ «Гибкие трубопроводные системы» кафедры авиационных двигателей УГАТУ.

Определение собственных частот, форм, амплитуд колебаний компенсаторов проводилось методом введения в резонанс. Снимались амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) компенсаторов (от 7 до 13 точек на одну кривую), АЧХ снимались при разных уровнях виброускорений (от 3 до 5 значений) стола вибростенда. Испытаниям были подвергнуты 24 компенсатора различного диаметра, различной длины и различного конструктивного исполнения.

Выполненные исследования позволили сделать следующие выводы:

1. Предложенная методика расчета собственных частот поперечных колебаний компенсаторов дает хорошие результаты по низшим ($j \leq 3$) и удовлетворительные по высшим ($j > 3$) формам колебаний.

2. Наибольшее влияние на собственные частоты по низшим формам колебаний оказывает величина внутреннего давления.

3. Влияние деформаций сдвига на собственные частоты колебаний незначительно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Итбаев, В. К. Расчет колебаний гибких металлических трубопроводов / В. К. Итбаев // Изв. вузов. Авиационная техника. 1996. № 2. С. 63–69.
2. Герлах, С. Вынужденные колебания металлических сильфонов при их обтекании / С. Герлах // Тр. американск. общества инж.-мех. Сер. Е. Т. 91, № 84. С. 285–293.
3. Хронин, Д. В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов / Д. В. Хронин. М.: Машиностроение, 1970. 407 с.
4. Гусенков, А. П. Унифицированные гибкие элементы трубопроводов: справ. пособие / А. П. Гусенков, Б. Ю. Лукин, В. С. Шустов. М.: Изд-во стандартов, 1988. 266 с.

ОБ АВТОРЕ



Мирсаев Рафаиль Нуриевич, доц. БАГСУ. Дипл. инж.-мех. по авиац. двиг. (УГАТУ, 1972). Канд. наук. Иссл. в обл. конструкций и технол. гибких метал. трубопроводов.

УДК 621.643.34(43)

Р. Н. МИРСАЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ КОМБИНИРОВАННЫХ КОНСТРУКЦИЙ СИЛЬФОННЫХ КОМПЕНСАТОРОВ

Излагается метод и результаты расчета сложных конструкций компенсаторов многофункционального назначения трубопроводных систем. Предлагается метод начальных параметров для расчета собственных частот форм колебаний и наиболее нагруженных участков компенсатора при колебаниях. Сравниваются расчетные и экспериментальные значения собственных частот. Компенсатор; функции Крылова; фундаментальные матрицы

Математическая модель в виде дифференциальных уравнений уточненной теории колебаний стержней пригодна для исследования поперечных колебаний сильфонных компенсаторов, однородных по длине, т. е. когда с достаточным основанием можно считать, что параметры массы и упругости равномерно распределены по длине компенсатора. Однако к ряду конструкций сильфонных компенсаторов, таких как камерные, уравновешенные, комбинированные (многофункциональные) [1], включающих дополнительные элементы в виде цилиндрических, конических оболочек, колец пластин, сосредоточенных масс и т. д., невозможно применить вышеуказанное допуще-

ние, поскольку оно приводит к большим отклонениям результатов расчета от истинных.

Для исследования поперечных колебаний таких компенсаторов предлагается метод начальных параметров в матричной форме, основные положения которого изложены в работах [2, 3].

Метод расчета излагается на примере конкретной конструкции комбинированного компенсатора, представленного на рис. 1 и имеющего четыре сильфонных блока наружного (5, 6, 7) и внутреннего (1, 2, 3) контуров, пространство между которыми заполняется инертным газом. Компенсатор имеет кольцевые опоры скольжения 12, 13, кото-