

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОСНОВНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИЛЬФОННЫХ КОМПЕНСАТОРОВ

Итбаев В.К., Карасев С.В., Мухамадеев В.Р.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Ключевые слова: сильфон, компенсатор, сильфонный компенсатор, гибкий металлический рукав, собственная частота колебаний, форма колебаний, сила сжатия компенсатора от внутреннего давления, учет инерции поворота сечения при колебаниях, учет деформаций сдвига при колебаниях, приведенные значения изгибной и крутильной жесткостей сильфонного компенсатора.

Аннотация. Излагаются результаты аналитического и экспериментального исследований спектров собственных частот поперечных колебаний сильфонных компенсаторов. Сильфонные компенсаторы устанавливаются в участки жестких трубопроводных систем различных машин с целью компенсации термических расширений деталей, компенсации погрешностей изготовления и монтажа деталей и узлов. Установлено значительное влияние конструктивного исполнения компенсаторов и величины внутреннего давления на значения собственных частот поперечных колебаний компенсаторов, что необходимо учитывать при обеспечении их виброустойчивости в процессе эксплуатации.

RESEARCH ON THE IMPACT OF MAJOR OPERATIONAL FACTORS AND DESIGN PARAMETERS FOR NATURAL FREQUENCIES TRANSVERSE OSCILLATIONS OF BELLOWS COMPENSATORS

Itbaev V.K., Karasev S.V., Mukhamadeev V.R.

Ufa State Aviation Technical University, Ufa

Keywords: bellows, compensator, bellows compensator, flexible metal hose, natural frequency of oscillations, shape of oscillations, compressive force of compensator from internal pressure, accounting of inertia of section rotation at oscillations, accounting of shear deformations at oscillations, given values of bending and torsional stiffness of bellows compensator.

Abstract. Results of analytical and experimental studies of spectra of natural frequencies of transverse oscillations of bellows compensators are presented. Bellows compensators are installed in sections of rigid pipeline systems of various machines in order to compensate for thermal extensions of parts, to compensate for errors in the manufacture and installation of parts and assemblies. Significant influence of design of compensators and value of internal pressure on values of natural frequencies of transverse oscillations of compensators is established, which must be taken into account when ensuring their vibration resistance during operation.

В трубопроводных системах двигателей летательных аппаратов и летательных аппаратов (ДЛА и ЛА) широкое применение получили гибкие металлические трубопроводы – гибкие металлические рукава и сильфонные компенсаторы.

Компенсаторы предназначены для работы в жестких трубопроводах, рукава являются гибкими трубопроводами. Металлорукава и компенсаторы различаются соотношениями длины L и внутреннего диаметра $d_{\text{вн}}$. Характерным

для компенсаторов является отношение $L/d_{\text{вн}} \leq 5$, для рукава – $L/d_{\text{вн}} < 5$. Внутренний диаметр $d_{\text{вн}}$ является основным параметром рукава или компенсатора, поэтому типоразмер гибкого трубопровода принято маркировать используя условный диаметр d_u , который равен диаметру внутреннего проходного сечения трубопровода.

Более подробно классификация и описание конструкции гибких рукавов и компенсаторов даны в работе [1].

Применение гибких металлических трубопроводов (ГМТ) в трубопроводных системах ДЛА и ЛА позволяет эффективно компенсировать погрешности изготовления и монтажа трубопроводных систем, циклические тепловые расширения трубопроводов и других деталей ДЛА, которые происходят при запусках и остановах ДЛА. Гибкие металлические трубопроводы являются незаменимыми при подаче рабочих сред от агрегата к агрегату, совершающим перемещения друг относительно друга в процессе работы.

В процессе эксплуатации трубопроводные системы ДЛА и ЛА подвергаются воздействию широкого спектра статических, повторно-статических и динамических нагрузок различного характера. Наименее исследованными остаются вопросы, связанные с обеспечением виброустойчивости и вибропрочности ГМТ. Колебания ГМТ в связи конструктивными особенностями (наличие многослойной гофрированной оболочки, проволочной сетчатой оплетки и т.д.) отличаются многообразием видов, особенностями спектров частот, амплитудно-частотными характеристиками, уровнем демпфирования, природой возбуждения колебаний и т.д., по сравнению с жесткими трубопроводами.

Ниже излагаются результаты аналитического и экспериментального исследований спектров собственных частот поперечных колебаний сильфонных компенсаторов трубопроводных систем ДЛА и ЛА.

Для расчета собственных частот колебаний предлагается использовать уточненную теорию колебаний стержней, которая позволяет учесть инерцию поворота сечения при колебаниях и деформацию сдвига. Кроме того, необходимо учесть, что при наличии внутреннего давления рабочей среды на компенсатор со стороны опор действует осевая сжимающая сила. С учетом сказанного система уравнений для расчета собственных частот колебаний стержней записываются в виде

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[J(x) \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + N \frac{\partial y}{\partial x} \right] \right) + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0; \quad (1)$$

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - m\beta \frac{EJ}{GF} \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \partial t^2} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0. \quad (2)$$

Уравнение (1) позволяет определить собственные частоты поперечных колебаний сильфонного компенсатора с учетом инерции поворота сечений и действия продольной силы. Решение уравнения (2) позволяет определить поправку собственной частоты от деформаций сдвига. Уравнение (1) решается методом Фурье [2] и приводит к формуле для расчета собственной частоты поперечных колебаний с учетом инерции поворота сечений и действия продольной силы.

$$f_j = \frac{\lambda_j^2}{2\pi l_{ГЧ}^2} \sqrt{\frac{EJ}{m} \left(1 - \frac{\chi^2}{\lambda_j^2}\right)} \sqrt{\frac{1}{1 + S_n}}, \quad (3)$$

где $\lambda_1=4,73$ – для первой формы колебаний ($j=1$);

$\lambda_j=(j+0,5)\pi$ – для остальных форм колебаний;

$\chi^2 = \frac{p\pi(D^2 - d_y^2)l_{ГЧ}^2}{4EJ}$ – параметр, учитывающий действие силы сжатия на

компенсатор от внутреннего давления p ;

$S_n = \frac{\pi j D_{cp}^2}{16 l_{ГЧ}^2}$ – параметр, учитывающий инерцию поворота сечений;

$D_{cp} = \frac{D + d_y}{2}$ – средний диаметр поперечного сечения гофрированной

оболочки компенсатора.

Уравнение (2) также как и уравнение (1) решается методом разделения переменных и дает следующее выражение для поправки, учитывающей влияние деформаций сдвига на собственную частоту поперечных колебаний сифонного компенсатора:

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

где f_{jc} – собственная частота поперечных колебаний сифонного компенсатора с учетом деформаций сдвига.

Параметр S_c , учитывающий деформацию сдвига, определяется по формуле

$$S_c = \pi^2 \beta \frac{E D_{cp}^2}{J 8l_{ГЧ}^2}, \quad (5)$$

где D_{cp} – средний диаметр поперечного сечения гофрированной оболочки компенсатора; $\beta(E/G)=0,1182$ – для гофрированных оболочек компенсаторов.

Численное выражение величины $\beta(E/G)=$ получено из соотношений приведенных значений изгибной $(EJ)_{np}$ и крутильной $(GF)_{np}$ жесткостей компенсатора и расчетов поправок на сдвиг по формулам, приведенных [2, 3].

Формула расчета собственных частот поперечных колебаний компенсатора в окончательном виде имеет вид:

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi l_{ГЧ}^2} \sqrt{\frac{EJ}{m} \left(1 - \frac{\chi^2}{\lambda_i^2}\right)} \sqrt{\frac{1}{1 + S_n}} \sqrt{\frac{1}{1 + S_c}}. \quad (6)$$

Пример 1. Определить собственную частоту поперечных колебаний компенсатора $Dy 70$, имеющего следующие параметры гофрированной оболочки: $h=7,2 \cdot 10^{-3}$ м; $t=5 \cdot 10^{-3}$ м; $r=1,3 \cdot 10^{-3}$ м; $r_1=1,9 \cdot 10^{-3}$ м; $m=2,664$ кг/м; $C_{o\sigma}=2,1667 \cdot 10^4$ Н/м; $n_{ГЧ}=33$; $l_{ГЧ}=n_{ГЧ} \cdot t=165 \cdot 10^{-3}$ м (рисунок 1). Компенсатор жестко закреплен по обоим концам и находится под действием внутреннего давления $p=0,5 \cdot 10^6$ Н/м².

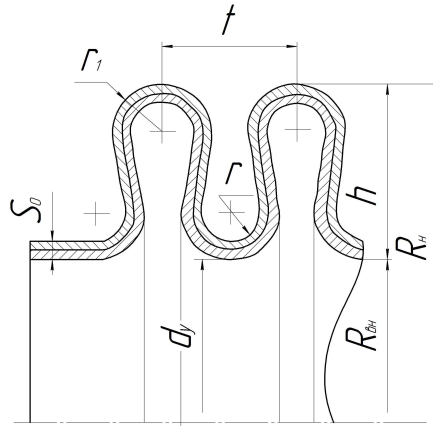


Рис. 1. Продольное сечение гофрированной оболочки

Определяется изгибная жесткость компенсатора с использованием известной величины продольной жесткости C

$$(EJ)_{np} = \frac{D_{cp}^2 \cdot l_{ГЧ}}{8} \cdot C = \frac{(77,2 \cdot 10^{-3}) \cdot 165 \cdot 10^{-3}}{8} \cdot 2,1667 \cdot 10^4 = 2,66334 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

Собственная частота для первой формы поперечных колебаний сифонного компенсатора по формуле (6) будет

$$f_1 = \frac{4,73^2}{2\pi(165 \cdot 10^{-3})^2} \sqrt{\frac{2,66334}{2,664} \left(1 - \frac{8,65466}{4,73^2}\right)} \sqrt{\frac{1}{1+0,13503}} \sqrt{\frac{1}{1+0,03192}} = 105,25 \text{ Гц}.$$

Экспериментальное значение собственной частоты поперечных колебаний для данного компенсатора составило $f_{Э1}=104,8$ Гц.

Пример 2. Такой же компенсатор, как в примере 1, но с другим числом гофров $n_{Г}=22$ и $l_{ГЧ}=110 \cdot 10^{-3}$ м, находящийся под действием внутреннего давления $p=0,9 \cdot 10^6$ Н/м².

Изгибная жесткость компенсатора на изменилась $(EJ)_{np}=2,66334$ Н·м². Собственная частота поперечных колебаний

$$f_1 = \frac{4,73^2}{2\pi(110 \cdot 10^{-3})^2} \sqrt{\frac{2,66334}{2,664} \left(1 - \frac{6,92400}{4,73^2}\right)} \sqrt{\frac{1}{1+0,30380}} \sqrt{\frac{1}{1+0,07183}} = 204,6 \text{ Гц}.$$

Экспериментальное значение собственной частоты данного компенсатора $f_{Э1}=200$ Гц.

В таблице 1 в качестве примера приведены значения собственных частот поперечных колебаний f по первой форме, рассчитанные по формуле (6) и измеренные экспериментально $f_{Э}$ для двух компенсаторов Ду 80, с толщиной стенки $S_0=0,2+0,2$ мм с различным числом гофров $n_{Г}=33$ ($l_{ГЧ}=165$ мм) и $n_{Г}=22$ ($l_{ГЧ}=110$ мм).

Увеличение расхождения между расчетными и экспериментальными значениями собственных частот поперечных колебаний, с возрастанием величины внутреннего давления, объясняется влиянием начальных «погибей» гофрированной оболочки и отклонением профиля гофра от номинального.

Табл. 1. Собственные частоты поперечных колебаний компенсаторов при различных величинах внутреннего давления

№ п/п	P, кгс/см	$n_{\Gamma}=33; l_{\Gamma\psi}=165 \text{ мм}$		$n_{\Gamma}=22; l_{\Gamma\psi}=110 \text{ мм}$	
		$f, \text{Гц}$	$f_{\Omega}, \text{Гц}$	$f, \text{Гц}$	$f_{\Omega}, \text{Гц}$
1	0	115,9	113	240,5	238
2	1	109,9	107	236,5	231
3	2	103,4	98	231,9	224
4	3	96,5	90	229	216
5	4	89,1	79	225	209
6	5	81,2	66		

На рисунке 2 представлена зависимость собственных частот поперечных колебаний по первой форме компенсаторов $Dy 80$ с двух и трехслойными гофрированными оболочками от величины внутреннего давления воздуха. Здесь: f_p – собственная частота при наличии внутреннего давления; f_0 – собственная частота поперечных колебаний компенсаторов без давления; $\bar{f}=f_p/f_0$ – относительная частота колебаний.

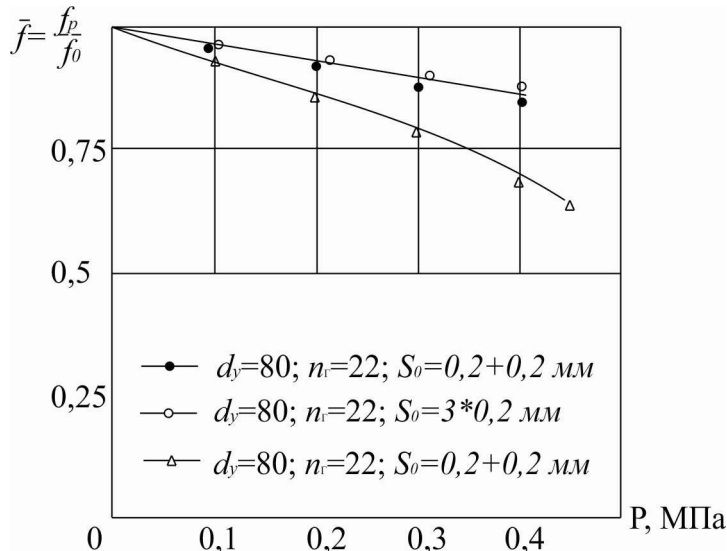


Рис. 2. Влияние внутреннего давления на собственные частоты поперечных колебаний компенсаторов

На рисунках 3 и 4 приведены экспериментально полученные значения собственных частот поперечных колебаний сильфонных компенсаторов $Dy40, Dy70, Dy90$ различного конструктивного исполнения: I исполнение, компенсатор имеет только гофрированную оболочку – сильфон; II исполнение, компенсатор имеет бронирующие спирали во впадинах гофров (снаружи сильфона), которые позволяют увеличить рабочее давление; III исполнение, компенсатор имеет бронирующие спирали и наружную проволочную оплетку, оплетка также позволяет увеличить рабочее давление. Наибольшее снижение собственных частот поперечных колебаний обнаружено у компенсаторов III исполнения, что объясняется более высокими величинами рабочих давлений компенсаторов данного исполнения.

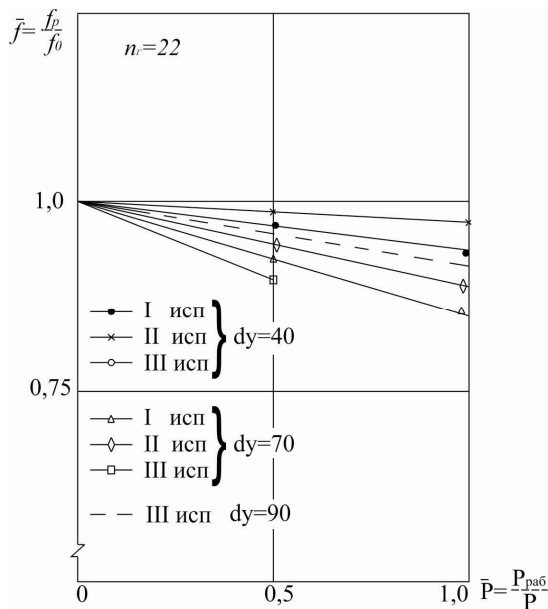


Рис. 3. Зависимость собственных частот поперечных колебаний компенсаторов различного конструктивного исполнения от внутреннего давления при постоянном количестве гофров ($n_{\Gamma}=22$)

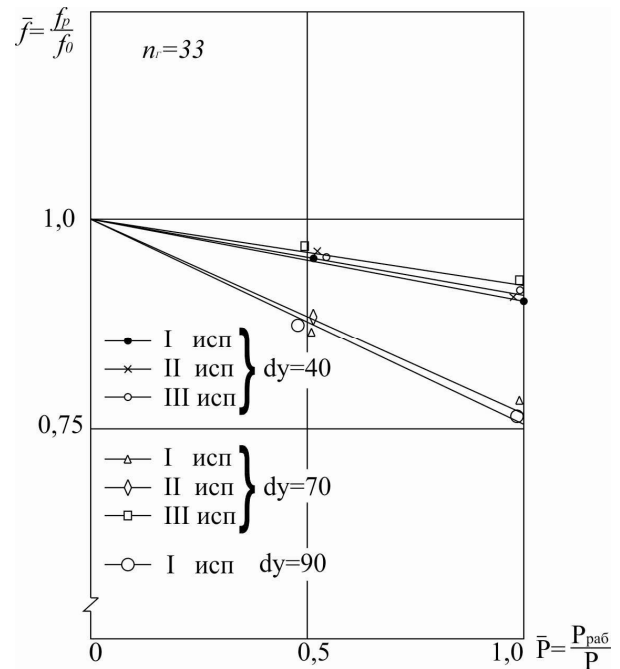


Рис. 4. Относительное изменение собственных частот колебаний компенсаторов различного конструктивного исполнения при постоянном числе гофров ($n_{\Gamma}=33$)

По содержанию работы можно сделать следующее заключение.

Использование математической модели, разработанной на основе уточненной теории колебаний стержней С.П. Тимошенко, с применением поправок к членам уравнения, учитывающих сдвиг и инерцию поворота сечений компенсатора, а также с учетом распорного усилия от внутреннего давления рабочей среды, позволяет получить хорошие результаты при расчете собственных частот поперечных колебаний сильфонных компенсаторов.

Список литературы

1. Гусенков А.П., Лукин Б.Ю., Шустов В.С. Унифицированные гибкие элементы трубопроводов: Справочное пособие. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 296 с.
2. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1970. – 407 с.
3. Кондрашов Н.С. Расчет собственных частот поперечных колебаний сильфонов // Авиационная промышленность. – 1964. – №4. – С. 76-78.
4. Итбаев В.К. Исследование диссипативных свойств многослойных гофрированных оболочек гибких металлических трубопроводов и сильфонных компенсаторов // Вестник УГАТУ. – 2017. – Т.21, №3. – С. 26-31.

Сведения об авторах:

Итбаев Валерий Каюмович – д.т.н., профессор, УГАТУ, г. Уфа;

Карасев Сергей Викторович – к.т.н., доцент, УГАТУ, г. Уфа;

Мухаммадеев Венер Рифкатович – старший преподаватель, УГАТУ, г. Уфа.