

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ БОРЬБЫ С ВИБРАЦИЕЙ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ НЕФТЕГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ

MODERN METHODS OF STRUGGLE AGAINST VIBRATION OF PIPELINE SYSTEMS OF OIL AND GAS BRANCH

УДК 66.026.2

Ю.К. ПОНОМАРЕВ

д.т.н., профессор, Отраслевая научно-исследовательская лаборатория «Вибрационная прочность и надежность двигателей летательных аппаратов и их систем», Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет) - СГАУ

Самара
evsigneev@dempfer.ru

А.С. КОТОВ

к.т.н., доцент, Отраслевая научно-исследовательская лаборатория «Вибрационная прочность и надежность двигателей летательных аппаратов и их систем», СГАУ

А.Е. ЕВСИГНЕЕВ

директор ООО «АСТРОН»

J.K. PONOMAREV
A.S. KOTOV
A.E. EVSIGNEEV

Doctor of Science, professor SSAU
PhD, associate professor, SSAU
director Astron LLC

Samara

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:

Трубопровод, виброзащита, демпфирование, металлорезина, стабильность, эффективность эксплуатации

KEYWORDS:

The pipeline, protection against vibration, a damping, metallrubber, stability, efficiency of operation

В статье рассмотрены вопросы виброзащиты трубопроводных систем на базе виброизоляторов с упругими элементами гипервысокой диссипации энергии из материала «металлорезина», широко применяющихся в машиностроении и аэрокосмической технике.

In article ques

energy from a material «metallrubber», widely applied in mechanical engineering and the space techniques are considered.

Обеспечение вибрационной надежности трубопроводных систем является одной из важнейших задач в проблеме экологической безопасности нефтегазодобывающей отрасли. Для реализации этой задачи в различных странах используются, там, где это необходимо, средства виброзащиты с эластичными элементами при фиксации трубопроводов на трассах. Как правило, местами, где требуется успокоение колебаний трубопроводов, являются их участки, выходящие из газонефтеперерабатывающих станций, территории самих станций, участки, находящиеся над землей. В этих случаях трубопроводы могут быть закреплены с помощью специальных хомутов (рис. 1) с упругодемпфирующими прокладками из спрессованного проволочного материала «металлорезина» [1, стр. 9]. Для экономии материала прокладки могут быть изготовлены в виде параллелепипедов или втулок с центральным отверстием по болтовое крепление (рис. 2). Аналогичные конструктивные разработки с эластичными элементами из спрессованного проволочного сетчатого материала имеются и за рубежом [2 – 6, стр. 9], однако до сих пор методик расчета упругодис-

сипативных характеристик данных систем не существовало, и параметры элементов подбирались экспериментально. Авторами создана и далее предлагается для использования в нефтегазовой отрасли такая методика расчета, апробированная на ряде изделий аэрокосмической техники.

Авторами разработана конструктивная схема виброизолятора для гашения колебаний трубопроводов среднего диаметра, показанная на рис. 3. Данный виброизолятор включает в себя хомут 1, стягиваемый вокруг трубопровода болтами 2 с гайками 3. К нижней части хомута приварен крепежный элемент в виде отрезка швеллера 4 с отверстием, служащим для закрепления в нем с помощью гайки 5 с пружинной шайбой 6 болта 7 виброизолятора 8. Виброизолятор состоит из разъемного стального корпуса, включающего верхнюю 9 и нижнюю 10 крышки с конусными кольцевыми постелями, центрального конусного корпуса 11 с крепежным болтом 7 и дистанционного корпуса 12. Именно с помощью дистанционного корпуса 12 производится настройка демпфера на оптимальные параметры демпфирования и жесткости. Вся конструкция виброизолятора 8 стягивает-

ся в единое целое болтами 13. В нижней крышке 10 выполнены резьбовые отверстия для закрепления виброизолятора на переходных плитах телескопических опор, позволяющих осуществлять «установку по месту». Между крышками 9, 10 и центральным корпусом 11 виброизолятора установлены конусные упругодемпфирующие элементы 15 из материала МР, устанавливаемые с заданным предварительным осевым натягом. На рис. 4, в качестве примера, показана одна из многих схем крепления трубопроводов на ОАО «Новокуйбышевский нефтеперерабатывающий завод» с использованием упругодемпфирующих виброизоляторов, схема которых приведена на рис. 3.

1. Разработка методики расчета нагрузочных характеристик цилиндрических опор с дискретным расположением упругодемпфирующих элементов из материала «металлорезина»

Для разработки методики расчета демпфера с дискретным расположением n упругодемпфирующих элементов возьмем элемент в виде параллелепипеда (рис. 2), ►

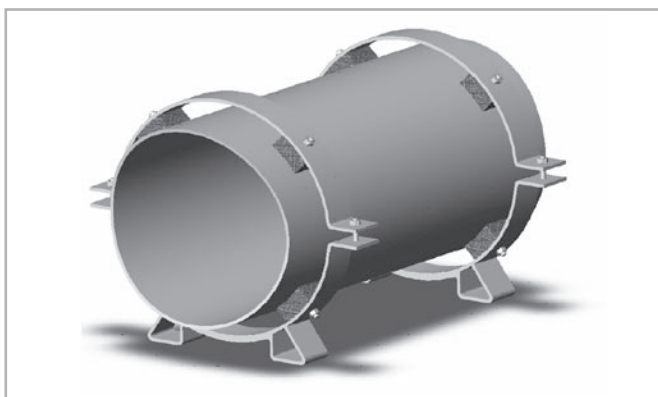


Рис. 1. Схема виброзащитной системы трубопровода с применением упругодемпфирующих элементов из «металлорезины»

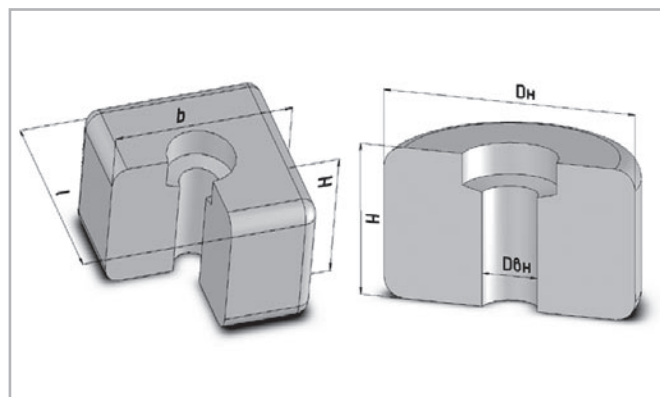


Рис. 2. Внешний вид упругодемпфирующих элементов в виде параллелепипедов и втулок для демпфирования вибрации трубопроводов большого диаметра

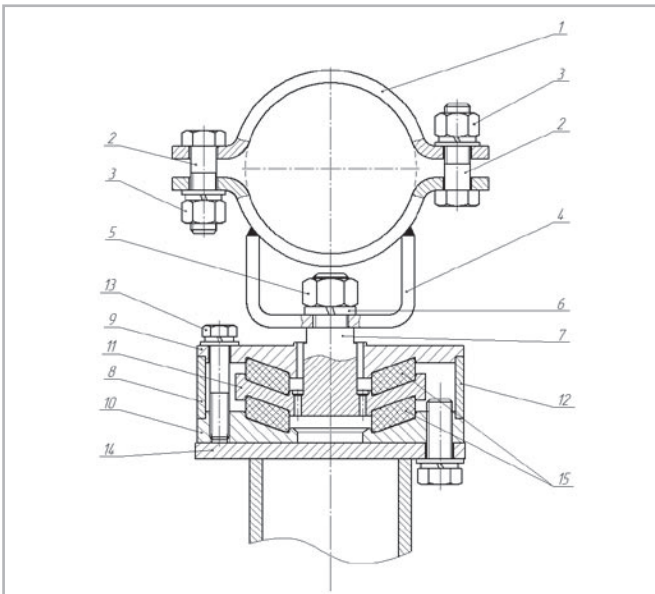


Рис. 3. Схема демпфированной опоры для системы трубопроводов среднего диаметра

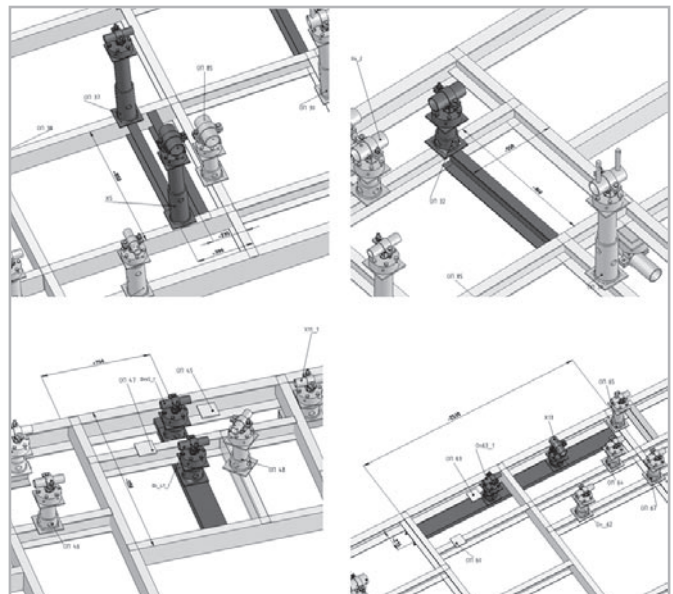


Рис. 4. Типовые схемы усиления эстакады и монтажа демпфированных опор с элементами из металлорезины

размеры которого $H \times b \times l$ (высота \times ширина \times длина) с массой m , полученный путем холодного прессования усилием $F_{пр}$.

Пусть первый элемент смещен относительно оси деформирования y на угол φ , угол между элементами - Θ . Тогда угловое положение i -того элемента относительно первого определится выражением:

$$\beta_i = \Theta \cdot (i-1) \quad (1)$$

Упругий элемент установлен в опоре между корпусом и цапфой радиуса R с некоторым натягом Δ . Расчетная схема показана на рис. 5.

Зададим перемещение вибратора с амплитудой A в виде гармонического закона некоторой вспомогательной переменной α изменяющейся в диапазоне $[0, 2\pi]$:

$$y = -A \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

Введем коэффициент загрузки демпфера в зависимости от смещения y :

$$v_d = \begin{cases} 1, & \text{если } \frac{dy}{d\alpha} \geq 0; \\ 2, & \text{если } \frac{dy}{d\alpha} < 0. \end{cases} \quad (3)$$

Тогда для упругодемпфирующего элемента, имеющего угловое положение β_i , коэффициент загрузки можно описать выражением:

$$v = \begin{cases} 1, & \text{если } v_d = 1 \text{ и } \cos \beta_i > 0; \\ 2, & \text{если } v_d = 1 \text{ и } \cos \beta_i \leq 0; \\ 1, & \text{если } v_d = 2 \text{ и } \cos \beta_i \leq 0; \\ 2, & \text{если } v_d = 2 \text{ и } \cos \beta_i > 0. \end{cases} \quad (4)$$

При перемещении цапфы вдоль вертикальной оси на величину u радиальная деформация i -того упругодемпфирующего элемента q_i будет равна:

$$q_i = q_i^* + \Delta = \Delta + y \cdot \cos \beta_i \quad (5)$$

где q_i – переменная составляющая нормального смещения элемента $d\varphi$.

Амплитудное значение деформации упругодемпфирующего элемента можно отыскать по выражению:

$$q_{0i} = q_{0i}^* + \Delta = \Delta + (-1)^{y_d} \cdot A \cdot \cos \beta_i \quad (6)$$

где q_{0i} – амплитудное значение переменной составляющей нормального смещения элемента $d\varphi$.

Выведем выражение для текущего изменения относительной плотности $\delta_{\rho m_i}$ элемента:

$$\delta_{\rho m_i} = \frac{\bar{\rho}_{m_i}}{\bar{\rho}_{0i}} - 1 = \frac{\rho_{m_i} \cdot \rho_{np}}{\rho_{0i} \cdot \rho_{np}} - 1 = \frac{m \cdot V_{0i}}{V_{m_i} \cdot m} - 1 = \frac{V_{0i}}{V_{m_i}} - 1 \quad (7)$$

где $\delta_{\rho m_i}$ – текущее изменение относительной плотности i -того элемента,

V_{m_i} – текущее значение изменения в процессе деформирования объема i -того упругодемпфирующего элемента, V_{0i} – значение объема i -того упругодемпфирующего элемента в свободном состоянии.

Запишем выражение для текущего изменения в процессе деформирования объема упругодемпфирующего элемента (УДЭ):

$$V_{m_i} = (H - q_i) \cdot b \cdot l \quad (8)$$

а выражение для отыскания объема упругодемпфирующего элемента в свободном состоянии:

$$V_{0i} = H \cdot b \cdot l \quad (9)$$

При совместном рассмотрении выражений (7 - 9), получим:

$$\delta_{\rho m_i} = \frac{H}{H - q_i} - 1 \quad (10)$$

Аналогично выводится выражение для амплитудного значения изменения относительной плотности:

$$\delta_{\rho 0i} = \frac{H}{H - q_{0i}} - 1 \quad (11)$$

При перемещении вибратора вдоль оси на величину u тангенциальные ►

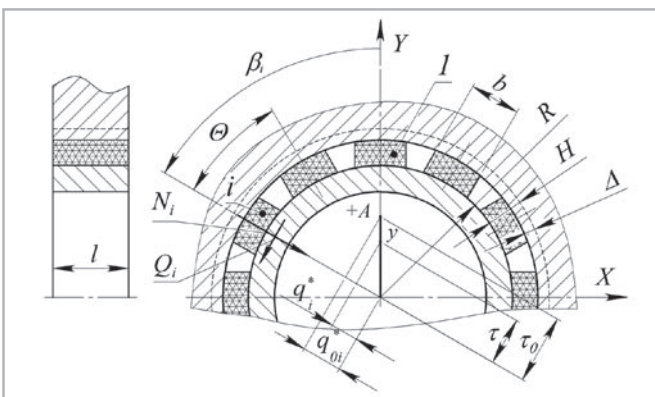


Рис.5. Расчетная схема демпфера с дискретным расположением упругодемпфирующих элементов

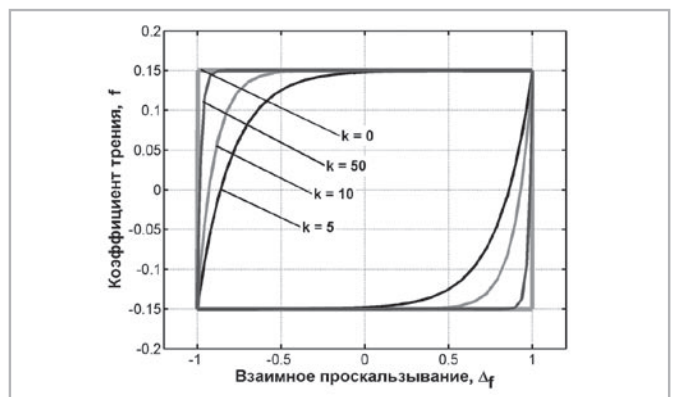


Рис. 6. Поле петель гистерезиса, представленное зависимостью коэффициента трения f от величины взаимного проскальзывания Δf при различном коэффициенте экспоненты k

смещения τ элемента упругодемпфирующего элемента будут равны:

$$\tau_i = y \cdot \sin \beta_i \quad (12)$$

Амплитудное значение тангенциальных смещений или координата начала деформирования в собственной системе координат в тангенциальном направлении будет определяться выражением

$$\tau_{0i} = A \cdot \sin \beta_i \quad (13)$$

Введем коэффициент загрузки v_{τ} i -того упругодемпфирующего элемента, с угловой координатой β_i для расчета величины относительного проскальзывания:

$$v_{\tau i} = \begin{cases} 1, & \text{если } v_d = 1 \text{ и } \sin \beta_i \geq 0; \\ 1, & \text{если } v_d = 1 \text{ и } \sin \beta_i < 0; \\ -1, & \text{если } v_d = 2 \text{ и } \sin \beta_i \geq 0; \\ -1, & \text{если } v_d = 2 \text{ и } \sin \beta_i < 0. \end{cases} \quad (14)$$

Величина взаимного проскальзывания Δ_{ji} определится как разность между амплитудным значением тангенциальных смещений τ_{0i} и текущим значением смещения τ_i . Таким образом, с учетом выражения (14) получим:

$$\Delta_{ji} = \tau_i + v_{\tau i} \cdot \tau_{0i} \quad (15)$$

Для i -того упругодемпфирующего элемента с угловой координатой β_i , с учетом загрузки элемента, определяемого выражением (14) и используя обобщенный принцип Мазинга [7, стр. 9], выражение для изменения коэффициента трения в процессе циклической работы демпфера выразится следующим образом:

$$f(\Delta_j) = f \cdot v_{\tau i} (1 - 2e^{-k \cdot \Delta_{ji}}) \quad (16)$$

Изменение коэффициента трения в зависимости от величины взаимного проскальзывания выразится в виде петель гистерезиса, показанных на рис. 6.

Суммарная сила сопротивления демпфера \bar{F}_{Σ} будет состоять из суммы нормальных \bar{N}_i и касательных сил \bar{Q}_i , возникающих на каждом упругодемпфирующем элементе:

$$\bar{F}_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \bar{N}_i + \sum_{i=1}^n \bar{Q}_i \quad (17)$$

где n – число упругодемпфирующих элементов в демпфере.

Спроецируем нормальные и касательные силы на направление смещения вибратора y :

$$F_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n N_i \cdot \cos(\beta_i - \varphi) + \sum_{i=1}^n Q_i \cdot \sin(\beta_i - \varphi) \quad (18)$$

Касательные силы связаны с нормальными силами соотношением:

$$\bar{Q}_i = \bar{N}_i \cdot f(\Delta_j) \quad (19)$$

С учетом эффекта предварительных смещений выражение для суммарной силы сопротивления демпфера в проекции на ось y можно записать в виде:

$$F_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n N_i (\cos(\beta_i - \varphi) + f(\Delta_j) \cdot \sin(\beta_i - \varphi)) \quad (20)$$

Для отыскания нормальных усилий в i -том элементе демпфера воспользуемся выражением для обобщенных относительных напряжений $\bar{\sigma}_{\phi}(\delta_{pmi}, \delta_{p0i}, v)$, полученных в [8, стр. 9]:

$$\bar{\sigma}_{\phi}(\delta_{pmi}, \delta_{p0i}, v) = \bar{\sigma}_{\phi}(\delta_{pmi}) + \frac{1}{2} \cdot (-1)^{v+1} \cdot \bar{\sigma}_{\phi}(\delta_{pmi}) + (-1)^v \cdot \bar{\sigma}_{\phi}(\delta_{p0i}) \cdot e^{-\frac{\delta_{p0i} - \delta_{pmi}}{\rho_0 \delta_{pmi}}} \quad (21)$$

Тогда, с учетом (21), получим:

$$N_i = \bar{\sigma}_{\phi}(\delta_{pmi}, \delta_{p0i}, v) \cdot P_{sp} \cdot S \quad (22)$$

где $S = b \cdot l$ для УДЭ в виде параллелепипеда, либо $S = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \cdot l$ для УДЭ в виде втулки, а давление прессования элемента P_{sp} связано с его начальной относительной плотностью $\bar{\rho}_0$ следующим соотношением:

$$P_{sp}(\bar{\rho}_0) = \exp(-0.788 + 8.57 \cdot \bar{\rho}_0^{0.5})$$

Подставив выражение (22) и (21) в (20) окончательно получим выражение для суммарного усилия сопротивления демпфера:

$$F_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \bar{\sigma}_{\phi}(\delta_{pmi}, \delta_{p0i}, v) \cdot P_{sp} \cdot S \cdot (\cos(\beta_i - \varphi) + f(\Delta_j) \cdot \sin(\beta_i - \varphi)) \quad (23)$$

2. Комплекс определяющих критериев подобия для виброзащитной системы

Для конструкции виброизолятора, изображенной на рис. 5, имеется 15 параметров, определяющих процессы деформирования упругодемпфирующей опоры: l – ширина (мм), b – толщина (мм), H – высота (мм), Δ – предварительный натяг (мм), R – радиус цапфы вибратора (мм), ρ_0 – плотность упругодемпфирующего элемента в свободном состоянии (кг/мм³), ρ_{sp} – плотность исходного материала упругодемпфирующего элемента (кг/мм³), E – модуль упругости исходного материала упругодемпфирующего элемента (Н/мм²), A – амплитуда деформирования УДЭ (мм), y – текущая деформация УДЭ (мм), F_{Σ} – суммарное усилие сопротивление демпфера (Н), f – коэффициент трения, $D_{сп}$ – наружный диаметр спирали (мм), $D_{пр}$ – диаметр проволоки (мм), n – количество

упругодемпфирующих элементов.

Если в конструкции в качестве упругодемпфирующих элементов используются втулки, критериальные координаты будут иметь сходную, с вышеописанной, структуру, за исключением формулы определения площади элемента – втулки.

Из совокупности определяющих и определяемых параметров можно выделить три размерные величины: размерность длины (мм), размерность массы (кг), размерность усилий (Н).

По теореме подобия (π – теореме) [9, стр. 9] выделим 12 критериев подобия:

- $\bar{d} = \frac{D_{сп}}{D_{пр}}$ – относительный диаметр спирали;
- $\bar{\rho}_0 = \frac{\rho_0}{\rho_{sp}}$ – относительная плотность упругодемпфирующего элемента в свободном состоянии;
- $\bar{h} = \frac{H^2}{S}$ – относительная высота УДЭ, где $S = b \cdot l$ для УДЭ в виде параллелепипеда, либо $S = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \cdot l$ для УДЭ в виде втулок;
- $\bar{b} = \frac{b}{l}$ – относительная ширина УДЭ;
- $\bar{R} = \frac{R}{H}$ – относительный радиус вибратора;
- $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{H}$ – относительный натяг;
- $\bar{A} = \frac{A}{a_0}$ – относительная амплитуда деформирования;
- f – коэффициент трения;
- $\bar{k} = \frac{E \cdot J}{D_{сп}^4 \cdot \rho_0 \cdot g}$ – относительная жесткость витка спирали, где $J = \frac{\pi \cdot D_{сп}^4}{64}$, g – ускорение свободного падения, равное 9.81 м/с²;
- $\bar{y} = \frac{y}{a_0}$ – относительная текущая безразмерная деформация УДЭ, a_0 – «остаточная деформация» [8, стр. 9];
- $\bar{F} = \frac{F_{\Sigma}}{T}$ – относительная сила сопротивления, T – сила трения.
- n – количество упругодемпфирующих элементов.

3. Пример расчетного исследования характеристик

Рассчитанная по данной методике петля гистерезиса при циклическом деформировании вибратора демпфера с ►

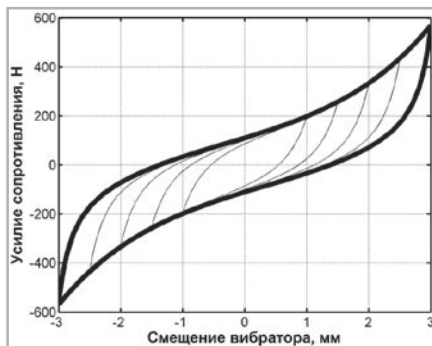


Рис. 7. Зависимость силы сопротивления демпфера от амплитуды смещения вибратора в размерном виде

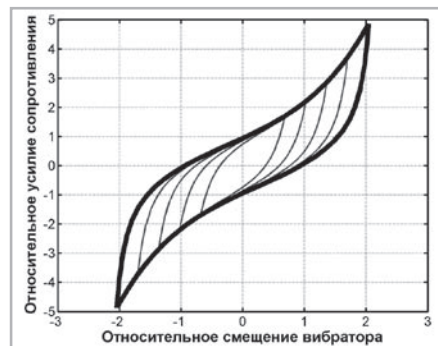


Рис. 8. Зависимость силы сопротивления демпфера от амплитуды смещения вибратора в безразмерном виде

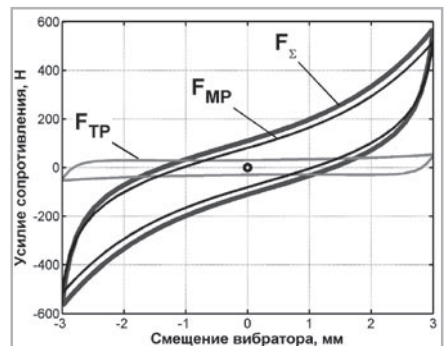


Рис. 9. Составляющие суммарного гистерезиса демпфера из материала «металлорезина» (MP)

дискретным расположением УДЭ в размерном виде показана на рис. 7. Параметры демпфера были следующими: R = 800 мм, b = 60 мм, l = 50 мм, H = 30 мм, Δ = 5 мм, m = 50 г, n = 6.

На рис. 8 показано поле петель в относительных координатах для следующих значений критериев подобия: $\bar{a}=10$, $\bar{b}_0=0.17$, $\bar{b}=1.22$, $\bar{h}=0.31$, $\bar{R}=26.66$, $\Delta=0.4$, $\bar{A}=0.1$, $f=0.15$, $\bar{k}=119992$, $n=6$.

Методика и, созданная авторами на ее основе, программа позволяют рассчитывать составляющие суммарного гистерезиса: гистерезис в материале «металлорезина» (F_{MP}) и гистерезис за счет граничного трения упругодемпфирующего элемента о корпусные детали демпфера (F_{mp}) (рис.9), а также характеристики, производные от гистерезиса: коэффициент поглощения, жесткость, рассеянную энергию, коэффициент демпфирования. Все это является необходимым и достаточным для любых динамических расчетов трубопроводных систем.

4. О методике расчета характеристик виброизолятора с двумя конусными втулками из материала «металлорезина»

Авторами создана также методика расчета и программа вычислений всех упругогистерезисных характеристик виброизолятора, показанного на рис. 3, деформируемого в осевом и радиальном направлениях. Математически эта задача свелась к выделению бесконечно малого элемента материала каждой из конусных втулок (рис. 10), составлению для них условий равновесия, нахождению распределения давлений на виброизолятор и корпусные детали с учетом внутреннего гистерезиса в материале и распределенных сил трения в контакте элементов из материала МР и корпусных деталей, и интегрирования всех распределенных сил по объему деформируемых элементов.

Опуская промежуточные выкладки, суть которых аналогична вышеприведенным, запишем выражения, для сил сопротивления для первой (верхней) и второй (нижней) втулок виброизолятора (рис. 3):

$$F_1 = \int_0^{2\pi} \int_0^{D_1} \left[\sigma_{\theta}(\delta_{p1}, \delta_{\rho_{\theta}}, N_1) \cdot P_{\theta 1} \cdot \rho_1 \times \right. \\ \left. \times \left[1 + (-1)^{y+1} \cdot f \cdot \text{sign} \left(\frac{dx_1}{dy} \right) \cdot \right. \right. \\ \left. \left. \cdot (1 - 2e^{-k \cdot \delta_{\rho 1}}) \cdot \text{tg} \varphi_1 \right] \right] d\rho d\varphi \quad (24)$$

$$F_2 = \int_0^{2\pi} \int_0^{D_2} \left[\sigma_{\theta}(\delta_{p2}, \delta_{\rho_{\theta}}, N_2) \cdot P_{\theta 2} \cdot \rho_2 \times \right. \\ \left. \times \left[1 + (-1)^{y+1} \cdot f \cdot \text{sign} \left(\frac{dx_2}{dy} \right) \cdot \right. \right. \\ \left. \left. \cdot (1 - 2e^{-k \cdot \delta_{\rho 2}}) \cdot \text{tg} \varphi_2 \right] \right] d\rho d\varphi \quad (25)$$

Для виброизолятора в целом, собранного на базе упругодемпфирующих элементов в виде конических втулок по принципу двойного упруго-гистерезисного упора, суммарная сила сопротивления будет определяться выражением:

$$\vec{F}_{\Sigma} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2. \quad (26)$$

Алгоритм суммирования петель гистерезиса наглядно показан на рис.11. В расчете основные конструктивные размеры приняты следующими: $d_1=d_2=52$ мм, $D_1=D_2=107$ мм, $H_1=H_2=18$ мм, $\varphi_1=\varphi_2=20^\circ$, $\Delta_1=\Delta_2=4.5$ мм.

Заключение

На базе созданной математической модели деформирования элемента упругогистерезисного материала «металлорезина» созданы методики расчета упругих и диссипативных характеристик опор трубопроводов большой и средней размерности для нефтегазовой отрасли. Опоры обладают рядом преимуществ, по сравнению с традиционными средствами виброзащиты на базе органических резин: независимостью свойств от температуры, как минимум на порядок более высокими демпфирующими свойствами по сравнению с элементами из органической резины или полиуретана, длительной (до десяти лет) стабильностью свойств в эксплуатации, коррозионной стойкостью, возможностью настройки систем виброзащиты под заданные параметры вибрации. ■

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. А.с. 136608 СССР, МКИ F16F 1/36. Упругий элемент для систем демпфирования/А.М.Сойфер, В.Н. Бузицкий, В.А. Першин (СССР). - № 674556/40; заявлено 27.07.60; опубл. 14.03.61, Бюл.№5.
2. Пат. FR2630755 Франция, МКИ B23P 17/06; B23P 17/00; (IPC1-7): D03D 3/02; D04B 1/14; D04H 3/00; F16F 7/00. Spring-type cushion material, spring-type cushion made thereof and system for producing the spring-type cushion material/ PIERRES GILDAS LE. – заявлено 11.03.1989.
3. Пат. DE6926438U Германия, МКИ F16F 3/02; F16F 3/00. VORRICHTUNG MIT KEGELSTUMPFEDER. – заявлено 11.13.1969.
4. Пат. EP0848185 Германия, МКИ F16F 9/53; F16F 13/30; F16F 9/53; F16F 13/04; (IPC1-7): F16F 13/30. Damper element and vibration damper containing such an element/ HELLDORFER THOMAS, OTTMAR HORST. – заявлено 17.06.1998.
5. Пат. EP0838283 Германия, МКИ B21F 27/02; B21F 27/16; B21F 27/00; (IPC1-7): B21F 27/16. Spring cushion/OTTMAR HORST, HELLDORFER THOMAS, KRANZLER GUENTHER. – заявлено 29.04.1998.
6. Каталог продукции фирмы «Stop-Choc», 2004, www.stop-choc.de.
7. Masing G. Wissenschaftliche Veröffentlichungen aus dem Siemens-Konzern. 3 Band, Erstes Heft, 1923.
8. Котов А.С. Разработка методики расчета характеристик цилиндрических опор трубопроводов из материала МР/ А.С. Котов, М.В. Медников/Международная молодежная научная конференция «XII Туполевские чтения»: тез. докл./ Казань: Казанский гос.техн.ун-т, 2004.- т.1.- С.31-32.
9. Алабужев П.М., Геронимус В.Б. и др. Теория подобия и размерностей. Моделирование. Изд. «Высшая школа», М., 1968.

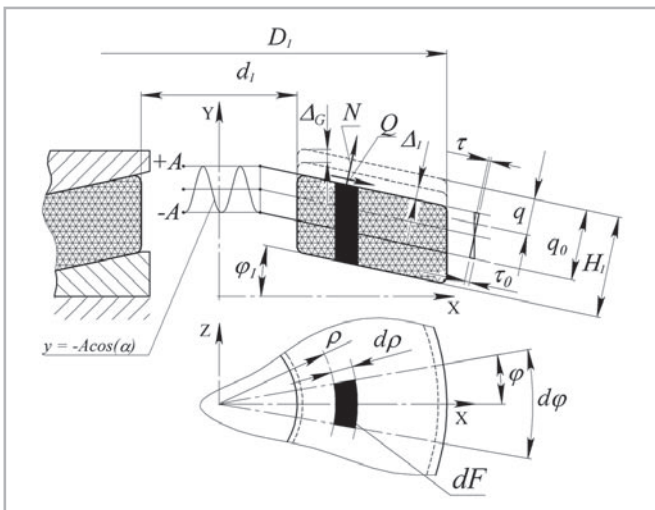


Рис. 10. Расчетная схема нагружения упругодемпфирующего элемента в виде втулки

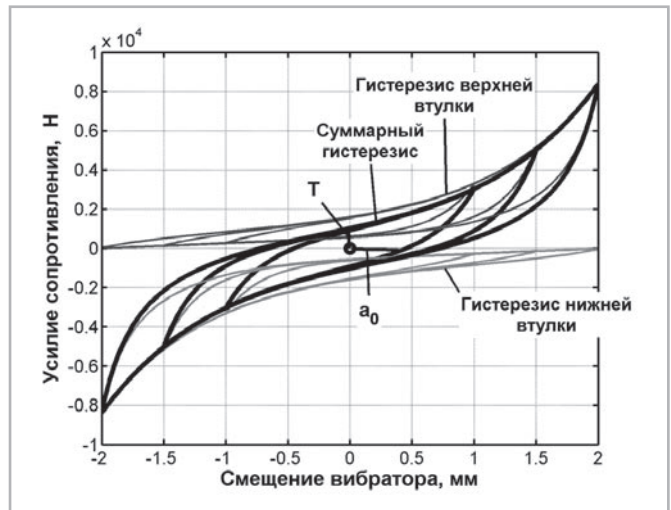


Рис.11. Схема определения суммарного гистерезиса виброизолятора из двух конических втулок