

Николай БАЧУГИН

Ленинградский Институт Инженеров
Железнодорожного Транспорта

ОБЩАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИБКИХ ОСЕСИММЕТРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Содержание. В работе предложена классификация, позволяющая на стадии проектирования производить выбор рациональных форм и схем крепления оболочек сильфонного типа. На основе метода конечных элементов и дельта-метода разработана методика расчета геометрически нелинейных гибких оболочек вращения. Теоретически и экспериментально исследовано напряженно-деформированное состояние сильфонного уплотнения гидравлического гасителя колебаний.

Одним из перспективных направлений совершенствования конструкции железнодорожного состава является применение элементов в виде гибких оболочек, геометрия которых значительно изменяется в процессе нагружения [1]. Использование гибких оболочечных конструкций позволяет решать ряд проблем по улучшению эксплуатационных качеств и снижению металлоемкости вагонов и локомотивов.

В современной технике широко применяются гибкие конструктивные элементы сильфонного типа. Они используются в качестве гибких соединений и уплотнений универсальных шарниров, тормозных и демпфирующих систем, трубопроводов, а также как упругие чувствительные элементы, компенсирующие изменение давления или линейные и угловые перемещения из-за тепловых расширений смежных деталей конструкций. Сильфоны износостойки и надежно работают в самых тяжелых условиях (средах с большим содержанием твердых примесей, высокоатмосферных и радиоактивных средах, глубоком вакууме, при высокой и низкой температурах).

Проектирование обечечных единиц подвижного состава с использованием гибких элементов сильфонного типа требует анализа, систематизации и обобщения всего многообразия сильфонов, применяемых в технике. Кроме того, существующие методики расчета таких конструкций основаны на простейших расчетных схемах и не учитывают не особенности нагружения, ни специфику эксплуатации подвижного состава.

В связи с этим был предложен следующий порядок проектирования и расчета сильфонных конструкций подвижного состава.

1. Анализ и классификация сильфонов, применяемых в различных областях техники.
2. Разработка уточненной методики расчета гибких конструктивных элементов сильфонного типа и исследование их напряженно-деформированного состояния.
3. Проверка достоверности результатов теоретических исследований в эксперименте.

Анализ и классификация сильфонных конструкций

Обзор отечественной и зарубежной информации, в том числе патентной литературы, за последние 20 лет показал, что в практике применяются сильфоны с треугольными, прямоугольными и круговыми гофрами. Также было выявлено, что в устройствах, работающих в условиях, сходных с условиями эксплуатации сборочных единиц подвижного состава, целесообразнее применять сильфоны из эластичных материалов, степень герметизации которых во многом зависит от вида их крепления. Поэтому в основу разработанной классификации было положено два признака, тип гофра и тип крепления сильфона.

По типу гофра все сильфонные устройства разделились на две группы. В первую вошли устройства с треугольными и прямоугольными, во вторую — с круговыми гофрами. По виду крепления было выделено пять типов обобщенных схем (А, Б, В, Г, Д).

В группу А вошли устройства, в которых крепление сильфона осуществляется с помощью хомута прямоугольного или круглого сечения. С целью исключения появления складок в месте стягивания хомута сильфон ставится с натягом. Этот тип крепления применяется в устройствах, совершающих угловые и линейные перемещения, где сильфон работает как под действием избыточного давления, так и без него. По конструктивному исполнению крепления они мало чем отличаются друг от друга, за исключением устройства А-1. Отличительной особенностью этой конструкции является то, что у него для крепления сильфона, кроме двух крайних хомутов, имеются также промежуточные кольца. Это позволяет распределить общий угол поворота между секциями сильфонного уплотнения, что улучшает его работу в целом. В этом варианте сильфон также может быть выполнен из отдельных элементов, стукующихся в месте крепления.

Тип Б объединяет устройства, в которых сильфон крепится за счет натяга. В этой группе расположились сильфонные устройства, служащие в основном для уплотнения штоков гидроцилиндров. Применение этого типа крепления сильфонов требует учета ослабления натяга с течением времени эксплуатации устройств.

Крепление сильфонов в торцевых уплотнениях вращающихся валов осуществляется по схемам типа В, где для обеспечения необходимой жесткости в осевом направлении параллельно сильфону включается упругий элемент.

Группа типа Г состоит из устройств, где сильфон крепится за счет плотного обжатия фланцев. Устройства этого типа, также как и типа Б, применяются для уплотнения штоков гидроцилиндров. В схеме Г-3 сильфон состоит из от-

дельных соединенных между собой секций. Это дает возможность устанавливать и снимать его без разборки защищаемых им узлов. Использование этого типа крепления требует создания больших контактных условий в месте обжатия фланцев с целью компенсации усадок материала сальфона в процессе эксплуатации. Это приводит к появлению трещин в оболочке сальфона и разгерметизации конструкций.

В устройствах, где отсутствует контакт с масляной средой, сальфоны крепятся по схеме типа Д, которая предусматривает склеивание сальфона с соединяемыми деталями. В схеме Д-3 используются два концентрично расположенных относительно друг от друга сальфона, полость между которыми заполняется материалом большой вязкости. Это дает возможность повысить долговечность устройства (муфты) при работе с повышенными перепадами и смещениями валов. С целью создания в камере сжигания давления выше, чем в цилиндре (схема Д-2) между обратным клапаном и полостью сжатия установлен сальфон, предотвращающий вытекание рабочей среды из резервуара в полость сжатия и взаимодействующий с торцевой поверхностью цилиндра. В схеме Д-1 сальфон служит для защиты деталей регулятора свободного хода педали муфты сцепления от внешней среды.

Из классификационной таблицы видно, что в устройствах, совершающих линейные и угловые перемещения сравнительно большей величины, применяются сальфоны цилиндрической и конической форм с треугольными гофрами, что позволяет исключить появление контакта между ними при деформации. Крепление сальфонов при этом выполняется по схемам А, Б, Г, Д.

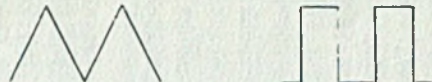
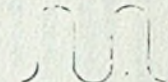
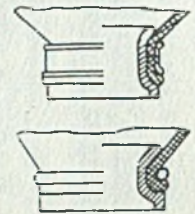
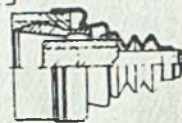
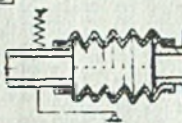
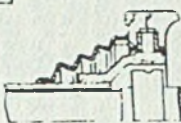
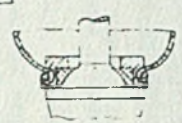
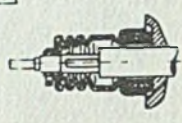

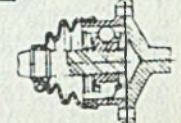

В конструкциях группы В применяются цилиндрические сальфоны с прямоугольными и кругловыми гофрами, крепление которых осуществляется круговым обжатием фланцев с помощью параллельно включенных упругих элементов.

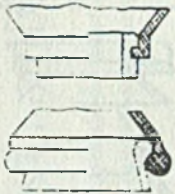
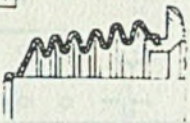
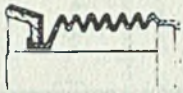
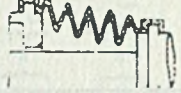

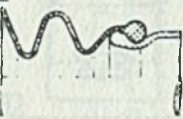
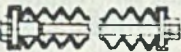
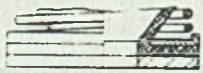

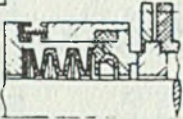
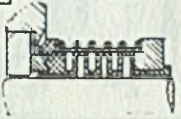

Следует отметить, что разработанная классификация позволяет на стадии проектирования производить обоснованный выбор конструктивных схем гибких элементов сальфонного типа с учетом условий и специфики работы их в эксплуатации.

Методика расчета гибких конструктивных элементов сальфонного типа и исследование их напряженно-деформированного состояния

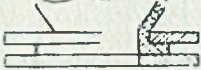
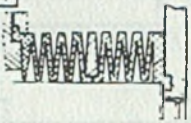
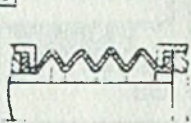

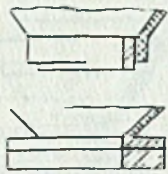
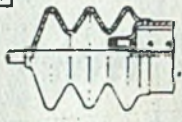

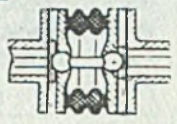
Конструкция сальфонного типа представляет собой сложную, геометрически изменяющуюся в процессе нагружения систему. Поэтому задача определения напряженно-деформированного состояния оболочки сальфона решалась дельта-методом. Этот шаговый способ хорошо реализует метод конечных элементов, поскольку позволяет на каждом шаге решать известную линейную задачу. Для дискретизации конструкции использовались конечные элементы в виде полого усеченного конуса (рис. 1), переходящего в пределе в цилиндр или пластину с вырезом. Оболочка сальфона представлялась как геометрически нелинейная безынерционная система.

КЛАССИФИКАЦИЯ СЫЛЬФОННЫХ УСТРОЙСТВ ИЗ ЭЛАСТИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

| Тип крепления сильфона | Схема крепления сильфона | Тип гофра сильфона | | | |
|---------------------------|---|--|---|---|--|
| | | Треугольный и прямоугольный | Круговой | | |
| | |  |  | | |
| 1 | 2 | 3 | | 4 | |
| А |  | 1  Сильфонное уплотнение универсального шарнира Пат. ФРГ №2205798, 8.0272 | 2  Гофрированный хомут | 3  Сильфонное уплотнение штока | 4  Сильфонное уплотнение вращающихся деталей |
| | | 5  Сильфонное защитное магнитное уплотнение Пат. США №3449965, 18.01.62 | 6  Уплотнение синхронной шарнирной муфты Заявка ФРГ №2810942, 14.03.78 | 7  Универсальный шарнир Австр. пат. №697445, 27.01.78 | 8  Сильфонное уплотнение для шарниров Пат. ФРГ №1266572, 26.01.76 |

| 2 | | 3 | | | 4 |
|---|---|--|--|---|---|
| Б |  | 1  Сильфонное уплотнение штоска | 2  Сильфонное уплотнение штоска Пат. ФРГ № 2123112, 21 05 71 | 3  Сильфонное уплотнение штоска | |
| | | 4  Сильфонное уплотнение Пат. Фр № 183022, 13 12 71 | 5  Сильфонное уплотнение штоска | 6  Гофрированный кожух Пат. США № 3106415, 25.02 61 | |
| В |  | 1  Торцовое уплотнение с сильфоном Пат. Англ № 1017312, 7.12 64 | 2  Торцовое уплотнение Пат. США № 3391942, 17 08 65 | 3  Сильфонное уплотнение Пат. Англ № 1141049, 31 05 67 | 4  Торцовое сильфонное уплотнение |

Продолжение таблицы

| 1 | 2 | 3 | | | 4 |
|---|---|---|--|---|---|
| Г |  | <p>1</p>  <p>Сильфонное уплотнение из ТЕФЛОМА ПА* Фр №427907 29 12 64.</p> | <p>2</p>  <p>Сильфонное уплотнение ШТОКА</p> | <p>3</p>  <p>Сильфон Авт.С СССР №198491, 14.02.68</p> | |
| Д |  | <p>1</p>  <p>Регулятор свободного хода ПЕДАЛИ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ</p> | <p>2</p>  <p>Поршень с газостати- ческой разгрузкой А.С СССР №801199 15.07.76</p> | <p>3</p>  <p>Узвруга компенсационная МУФТА А.С СССР №258788, 15.01.68</p> | |

В соответствии с дельта-методом при приращении нагрузки на $i+1$ -ом шаге уравнения равновесия конечного элемента оболочки в локальной системе координат представлялись в матричном виде

$$[K^{(i)}] \{\Delta U_*^{(i+1)}\} = \{\Delta P^{(i+1)}\}, \quad (1)$$

где $[K^{(i)}]$ - матрица жесткости элемента, выраженная через узловые перемещения i -того шага нагружения; $\{\Delta U^{(i+1)}\}$, $\{\Delta P^{(i+1)}\}$ - векторы приращений узловых перемещений и усилий на $i+1$ -ом шаге нагружения (рис. 2).

$$\{\Delta U^{(i+1)}\} = \{\Delta U_k^{(i+1)} \Delta W_k^{(i+1)} \Delta V_k^{(i+1)} \Delta U_{k+1}^{(i+1)} \Delta V_{k+1}^{(i+1)} \Delta V_{k+1}^{(i+1)}\} \quad (2)$$

$$\{\Delta P^{(i+1)}\} = \{\Delta N_k^{(i+1)} \Delta Q_k^{(i+1)} \Delta M_k^{(i+1)} \Delta N_{k+1}^{(i+1)} \Delta Q_{k+1}^{(i+1)} \Delta M_{k+1}^{(i+1)}\}, \quad (3)$$

Поле приращений перемещений срединной поверхности оболочки конечного элемента аппроксимировалось степенными функциями длины дуги меридиана s [2]:

$$\{\Delta U^{(i+1)}\} = [C] \{d\}, \quad (4)$$

где

$$\{\Delta U^{(i+1)}\} = \{\Delta U \Delta W \Delta V\}; \quad \{d\} = \{d_1 d_2 d_3 d_4 d_5 d_6\};$$

$$[C] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & s & s^2 & s^2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 2s & 3s^2 \end{bmatrix}$$

Выразив составляющие вектора коэффициентов $\{d\}$ через приращения перемещений узловых окружностей конечного элемента, имели

$$\{\Delta U^{(i+1)}\} = [\Phi] \{\Delta U_*^{(i+1)}\}, \quad (5)$$

где $[\Phi]$ - матрица формы конечного элемента.

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} 1-\xi & 0 & 0 & \xi & 0 & 0 \\ 0 & 1-3\xi+2\xi^2 & (\xi-2\xi^2+\xi^3) 1_k & 0 & 3\xi^2-2\xi^3 & (-\xi^2+\xi^3) 1_k \\ 0 & (-6+6\xi^2)/1_k & 1-4\xi+3\xi^2 & 0 & (6\xi-6\xi^2)/1_k & -2\xi+3\xi^2 \end{bmatrix}$$

где $\xi = s/1_k$.

Составляющие вектора приращения деформаций представлялись в виде [3]

$$\{\Delta \varepsilon\} = [L]\{\Delta u^{(i+1)}\} = [B^{(i)}]\{\Delta u^{(i+1)}\}, \quad (6)$$

$$[B^{(i)}] = [L][\Phi],$$

где $[L]$ - матрица операторов дифференцирования.

Зависимость приращений напряжений от деформации выражалась по закону Гука [2]:

$$[\Delta \sigma] = [D]\{\Delta \varepsilon\} \quad (7)$$

где $[D]$ - матрица упругости анизотропного материала.

Локальная матрица жесткости конечного элемента была получена на основе принципа возможных перемещений.

$$[K^{(i)}] = 2\pi \int_0^{1_k} \int_{-h_k/2}^{h_k/2} [B^{(i)}]^T [D][B^{(i)}] (v_k + s \cos \theta) l_k d\xi d\eta, \quad (8)$$

где ξ - координата, совпадающая с направлением нормали к поверхности элемента.

Составляющие вектора приращения узловых нагрузок были получены с использованием принципов равенства работ узловых и поверхностных сил и неизменности действия сил:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta N_k^{(i+1)} = 0; \\ \Delta U_k^{(i+1)} = \pi \Delta P_n^{(i+1)} l_k^2 (v_k / l_k + 0,3 \cos \theta); \\ \Delta M_k^{(i+1)} = \pi \Delta P_n^{(i+1)} l_k^3 (v_k / l_k + 0,4 \cos \theta) / 6; \\ \Delta N_{k+1}^{(i+1)} = 0; \\ \Delta U_{k+1}^{(i+1)} = \pi \Delta P_n^{(i+1)} l_k^2 (v_k / l_k + 0,7 \cos \theta); \\ \Delta M_{k+1}^{(i+1)} = -\pi \Delta P_n^{(i+1)} l_k^3 (v_k / l_k + 0,6 \cos \theta) / 6, \end{array} \right. \quad (9)$$

где $\Delta P_n^{(i+1)}$ - приращение внутреннего избыточного давления на i -ом шаге нагружения.

Матрицы жесткости и векторы внешней нагрузки конечных элементов в общей системе координат определялись по формулам

$$[K^{(i)}] = [Q]^T [K^{(1)}] [Q]; \quad (10)$$

$$\{\Delta P^{(i+1)}\} = [Q]^T \{\Delta P^{(1+1)}\} \quad (11)$$

где $[Q]$ - матрица направляющих косинусов [3].

После этого конструкция "сшивалась" по узловым окружностям (рис. 3), а соответствующие им параметры складывались. В итоге было получено конечное уравнение в виде

$$[\bar{K}^{(i)}] \{\Delta \bar{U}^{(i+1)}\} = \{\Delta \bar{P}^{(i+1)}\}, \quad (12)$$

где $[\bar{K}^{(i)}]$ - ленточная матрица жесткости конструкции гибкой оболочки в общей системе координат; $\{\Delta \bar{U}^{(i+1)}\}$, $\{\Delta \bar{P}^{(i+1)}\}$ - векторы приращения перемещений точек узловых окружностей и внешних узловых сил в общей системе координат.

В результате решения общего уравнения (12) находились и приводились к местным системам координат конечных элементов приращения перемещений каждого шага нагружения:

$$\{\Delta U_*^{(i+1)}\} = [Q] \{\Delta U^{(i+1)}\}, \quad (13)$$

где $\{U^{(i+1)}\}$ - вектор приращения перемещений узловых окружностей конечного элемента в общей системе координат.

По формулам (6) и (7) определялись составляющие векторов приращений деформаций и напряжений в заданных координатах конечных элементов. Путем суммирования по всем шагам нагружения находились полные значения составляющих соответствующих векторов.

Для сравнительной оценки прочности в различных точках наружной и внутренней поверхностей оболочки сильфона определялись эквивалентные напряжения по теории формоизменения [4]

$$\sigma_{\text{э}}^{(i+1)} = \sqrt{(\sigma_{1Н/В}^{(i+1)})^2 + (\sigma_{2Н/В}^{(i+1)})^2 - \sigma_{1Н/В}^{(i+1)} \cdot \sigma_{2Н/В}^{(i+1)}}, \quad (14)$$

где $\sigma_{1Н/В}^{(i+1)}$, $\sigma_{2Н/В}^{(i+1)}$ - напряжения в точках наружной или внутренней поверхностей оболочки сильфона соответственно в меридиональном и окружном направлениях после $i+1$ -го шага нагружения.

Приведенная выше классификация показала, что для гидравлических гасителей колебаний наиболее рациональными являются формы сильфонных уплотнений

в виде цилиндра или конуса с треугольными гофрами. Количество и размеры гофр сальффона определяются из условия отсутствия контакта между ними при крайнем нижнем положении штока гасителя колебаний и полной выборки их при крайнем верхнем положении штока. Кроме того, на прочность сальффона оказывает влияние толщина оболочки. Поэтому в дальнейшем исследовалось влияние толщины оболочки на напряженно-деформированное состояние сальфонного уплотнения цилиндрической формы при наиболее вероятном режиме нагружения. При этом толщина оболочки сальффона изменялась в диапазоне от 10^{-3} м до 5×10^{-3} м. Расчетная схема сальффона показана на рис. 3.

Исследования показали, что положение опасной точки не является постоянным. В зависимости от толщины оболочки опасная точка может находиться на наружной или внутренней поверхности, на вершине или впадине гофра. Также было установлено, что функция зависимости эквивалентного напряжения в опасной точке сальффона от толщины оболочки имеет минимум (рис. 4). Однако сальфоны с минимальным эквивалентным напряжением в опасной точке при наиболее вероятном режиме нагружения значительно увеличивают поперечные размеры и изменяют форму при максимальных величинах параметров нагружения. Поэтому выбор рациональной толщины оболочки сальфонного уплотнения $h = 3 \times 10^{-3}$ м производился с учетом как его напряженно-деформированного состояния, так и формы и размеров самой конструкции при нагружении.

На рис. 5, 6 представлены профили гофров сальфонных уплотнений цилиндрической формы с толщиной оболочки $h = 3 \times 10^{-3}$ м и эпюры меридиональных окружных напряжений в оболочках при наиболее вероятных и максимальных величинах параметров нагружения гасителя колебаний.

Экспериментальное исследование деформированного состояния сальфонного уплотнения

С целью определения достоверности разработанной методики и проведенных на ее основе расчетов были проведены экспериментальные исследования деформированного состояния сальфонного уплотнения.

В настоящее время накоплен большой опыт экспериментального определения напряженно-деформированного состояния металлических конструкций. Однако применяемые при этом тензометрические методы не могут быть непосредственно использованы в исследованиях резино-технических изделий. Это связано с тем, что резисторы, служащие для исследования напряженно-деформированного состояния металлических конструкций, рассчитаны на деформации, обычно не превышающие десятых долей процента, в то время как в резине они достигают 10% и более.

Для измерения больших деформаций в практике используются специальные резисторы: ртутные [5], резино-проволочные, индукционные [6] и др. Применение этих резисторов для исследования деформаций в оболочке резинового сальффона не представляется возможным из-за того, что они имеют сравнительно большие габариты, соизмеримые с размерами гофр, и вносят большие погрешности в из-

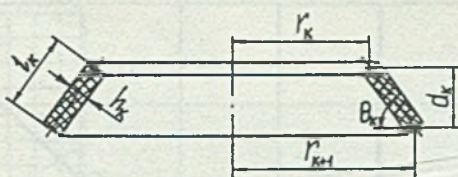


Рис. 1. Конечный элемент

Rys. 1. Element skończony

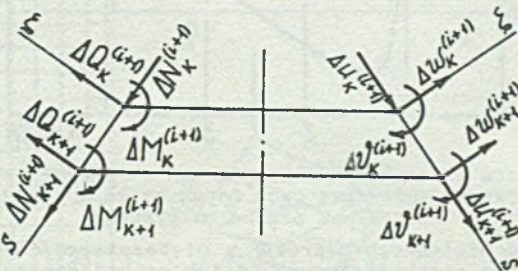


Рис. 2. Схемы приращений узловых усилий и перемещений конечного элемента в местной системе координат

Rys. 2. Schemat kątowych przyrostów sił i przemieszczeń elementów skończonych w układzie współrzędnych

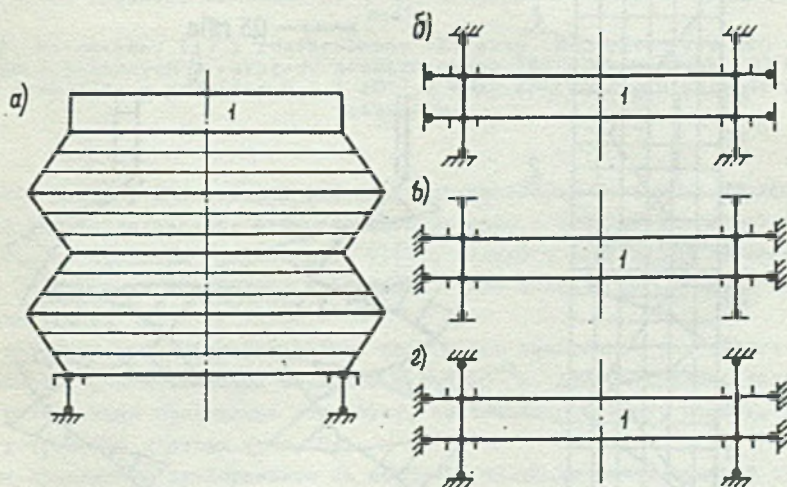


Рис. 3. Расчетная схема цилиндрического сильфонного уплотнения а) и связи в узлах его крепления при нагружении натягом б), одновременно давлением и ходом в) и давлением г)

Rys. 3. Schemat obliczeniowy cylindrycznego elementu ustalającego а) i zależności w miejscach mocujących przy obciążeniu napinającym б), jednocześnie ciśnieniem i ruchem в) i ciśnieniem г)

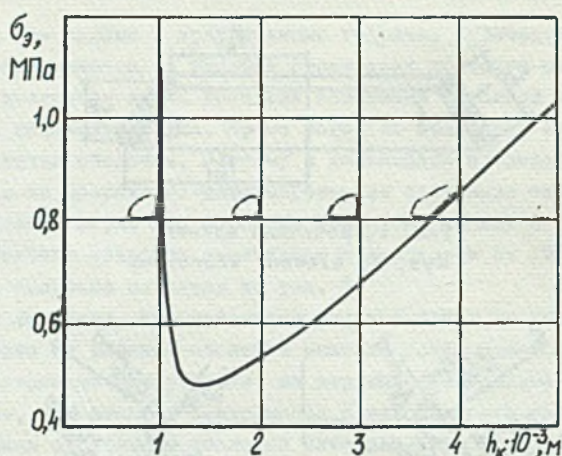


Рис. 4. Зависимость эквивалентных напряжений в опасных точках оболочки сильфонного уплотнения цилиндрической формы от ее толщины при наиболее вероятном режиме нагружения

Rys. 4. Zależność względnych naprężeń w niebezpiecznych punktach cylindrycznych elementów cienkościennych od ich grubości przy najbardziej prawdopodobnym cyklu obciążenia

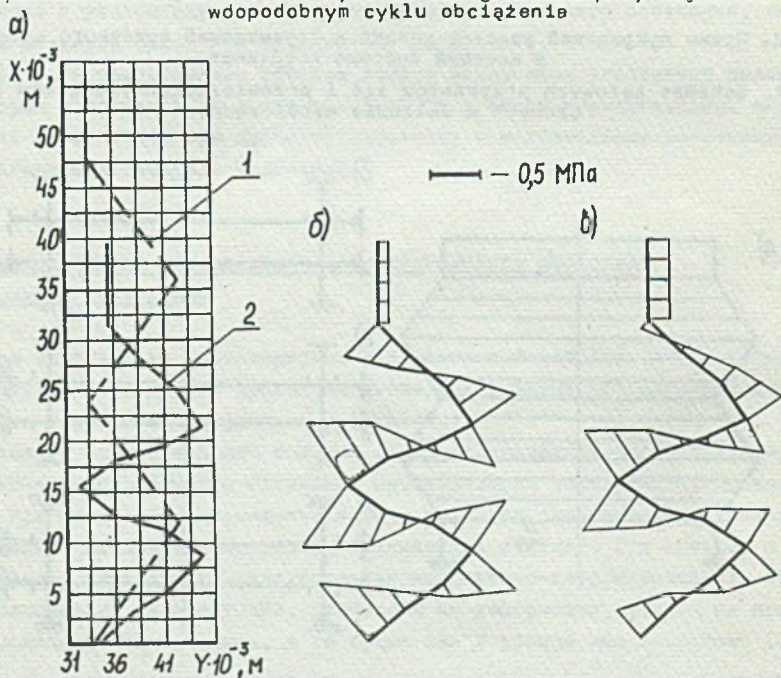


Рис. 5. Начальное (1) и деформированное (2) состояния а) сильфонного уплотнения цилиндрической формы и эпюры меридиональных б) и окружных в) напряжений в его оболочке толщиной $h = 3 \cdot 10^{-3}$ м при наиболее вероятных параметрах нагружения

Rys. 5. Początkowy (1) i zdeformowany (2) stan а) cylindrycznych elementów cienkościennych i rozkłady powierzchniowych б) i obwodowych в) naprężeń w elemencie o grubości $h = 3 \cdot 10^{-3}$ m przy najbardziej prawdopodobnych parametrach obciążenia

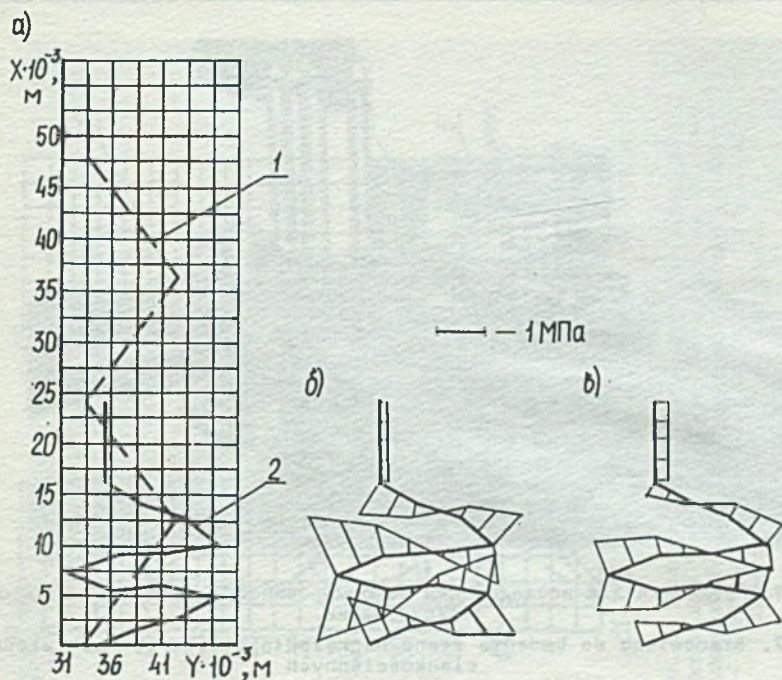


Рис. 6. Начальное (1) и деформированное (2) состояния а) сифонного уплотнения цилиндрической формы и эпюры меридиональных б) и окружных в) напряжений в его оболочке толщиной $h = 3 \cdot 10^{-3}$ м при максимальных параметрах нагружения

Rys. 6. Początkowy (1) i zdeformowany (2) stan (a) cylindrycznych elementów cienkościennych i rozkłady promieniowych (б) i obwodowych (в) naprężeń w elemencie o grubości $h = 3 \cdot 10^{-3}$ m przy maksymalnych parametrach obciążenia

мерения. Поэтому в настоящей работе деформированное состояние сифонного уплотнения исследовалось бесконтактным методом с помощью координатно-синхронного поляриметра КСП-5 (рис. 7) [7], несудого оптическую систему и имеющего возможность определять координаты точек объекта размером до $0,36 \times 0,28$ м с точностью 10^{-4} м.

В качестве объекта исследования было взято сифонное уплотнение цилиндрической формы с толщиной оболочки $h = 3 \cdot 10^{-3}$ м. Для нагружения сифона была разработана специальная установка, состоящая из рамки, планки, нагрузочного устройства и стола (рис. 8).

Для проведения эксперимента на оболочку сифона белой краской наносились метки. Затем сифон монтировался с натягом на специальные выступы фланцев. После этого собранная установка устанавливалась на стол и с помощью оптической системы координатника определялись координаты меток сифона в ненагруженном состоянии.

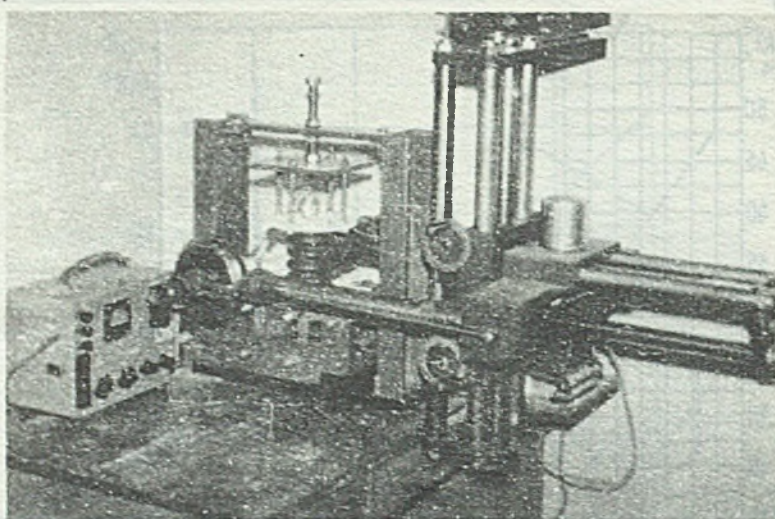


Рис. 7. Установка для исследования деформированного состояния сальфонного уплотнения

Rys. 7. Stanowisko do badania stanu naprężenia cylindrycznych elementów cienkościennych

Нагрузки сальфона ходом, равным сумме величины статического прогиба и амплитуды колебаний, соответствующих заданному режиму работы демфера, осуществлялось винтом. Избыточное давление в полости сальфона, для заданных величин статического прогиба, амплитуды и частоты нагружения [8], создавалось насосом и регистрировалось датчиком давления и прогибом ИД-60. После нагружения сальфонного уплотнения до наиболее вероятного и максимального уровней снова определялись координаты его меток. Перемещения точек оболочки сальфона находились как разницы координат меток до и после загрузки. На рис. 9 представлены начальные и деформированные состояния сальфонного уплотнения при наиболее вероятных и максимальных величинах параметров его нагружения как элемента гидравлического гасителя колебаний.

Проведенное сопоставление показало, что значения экспериментальных деформаций отличались от теоретических не более чем на 5%.

В заключение можно отметить, что приведенные на базе разработанной методики расчеты с достаточной точностью характеризуют напряженно-деформированное состояние сальфонных уплотнений.

На основе проведенной классификации и предложенной методики расчета разработаны гибкие сальфонные уплотнения гидравлических гасителей колебаний, которые в настоящее время проходят эксплуатационные испытания на Свердловской железной дороге и Ленинградском метрополитене (рис. 10).

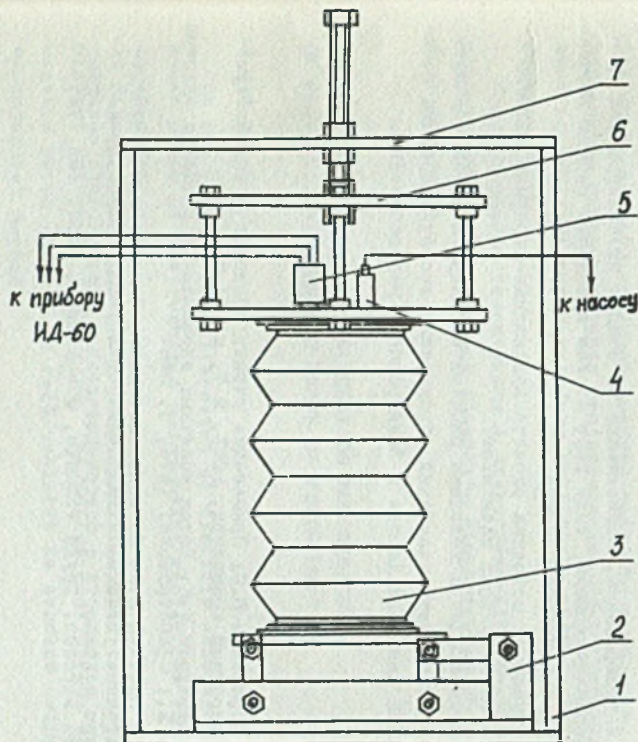


Рис. 8. Установка для нагружения сифонного уплотнения

1 - рамка, 2 - стол, 3 - сиффон, 4 - вентиль, 5 - датчик давления, 6 - нагрузочное устройство, 7 - планка

Rys. 8. Stanowisko do obciążenia cylindrycznych elementów cienkościennych

1 - rama, 2 - stół, 3 - element cienkościenny, 4 - wentyl, 5 - czujnik ciśnienia, 6 - urządzenie obciążające, 7 - listwa

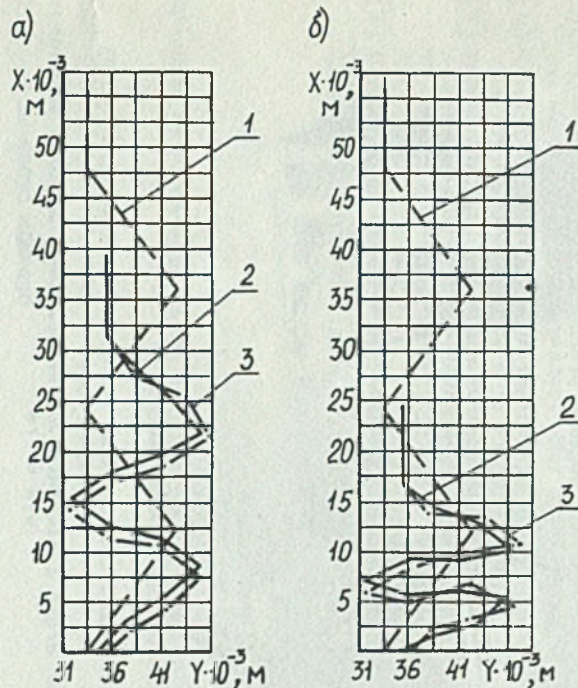


Рис. 9. Начальное (1), расчетное (2) и экспериментальное (3) деформированные состояния оболочки цилиндрического сифонного уплотнения толщиной $h \approx 3 \cdot 10^{-3}$ м при наиболее вероятных а) и максимальных б) параметрах нагружения

Rys. 9. Początkowy (1), analitycznie (2) i eksperymentalnie (3) zdeformowany stan elementu cienkościennego o grubości $h = 3 \cdot 10^{-3}$ m przy najbardziej prawdopodobnym (a) i maksymalnych (b) parametrach obciążenia

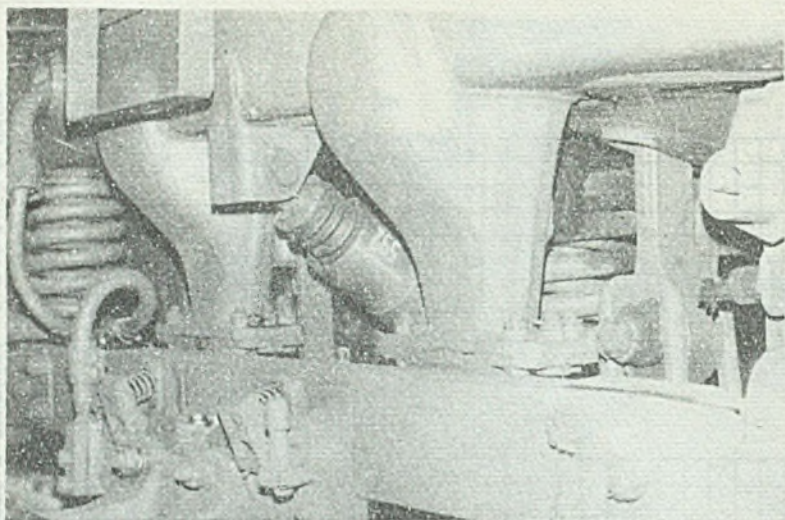


Рис. 10. Гаситель колебаний с сильфонным уплотнением на тележке вагона метро

Rys. 10. Amortyzator drgań z elementem cienkościennym na wózku wagonowym metra

Выводы

1. Разработана классификация, позволяющая на стадии проектирования производить выбор рациональных форм, типа гофр и схем крепления гибких элементов сильфонного типа подвижного состава.
2. Предложена уточненная методика расчета напряженно-деформированного состояния гибких осесимметричных элементов.
3. На основе классификации и методики расчета созданы сильфонные уплотнения гидравлических гасителей колебаний, проходящих эксплуатационные испытания на Свердловской железной дороге и Ленинградском метрополитене.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Соколов М.М., Бороненко Ю.П. Применение гибких оболочек в вагоностроении. - Железнодорожный транспорт, 1983, № 7, с. 54-55.
- [2] Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. - Л.: Судостроение, 1974, с. 342.
- [3] Бороненко Ю.П., Бачурин Н.С. Исследование напряженно-деформированного состояния сильфонных уплотнений гидравлических гасителей колебаний вагонов. Повышение надежности и совершенствование технического обслуживания и ремонта вагонов. Труды УЭМИТа, Свердловск, 1984, вып. 72, с. 41-57.

- [4] Федосьев В.И. Сопротивление материалов. - М.: Машиностроение, 1979 - 560с.
- [5] Ренский А.Б., Баранов Л.С., Макаров Р.А. Тензометрирование строительных конструкций и материалов. - М.: Стройиздат, 1977.-240с.
- [6] Пугин В.А. Электрические тензометры для измерения больших деформаций. - Каучук и резина, 1960, № 1, с. 24-27.
- [7] Эдельштейн Е.И. Приборы научно-исследовательского института математики и механики ГИГУ для исследования напряжений поляризационно-оптическим методом. - В кн. Поляризационно-оптический метод исследования напряжений. - Л.: ЛГУ, 1960, с. 174-191.
- [8] Вачурин Н.С. Методика определения параметров нагруженности силфонных уплотнений гидравлических гасителей колебаний. Рукопись депонирована в ЦНИИТЭИ МПС, № 3081 ж.д. - 85, 1985, 6с.

Recenzent: Doc. dr inż. Roman Bąk

Wpłynęło do redakcji 7.01.90 r.

OGÓLNA METODYKA OBLICZEŃ I PROJEKTOWANIA
ELASTYCZNYCH OSIOWOSYMETRYCZNYCH ELEMENTÓW
ZESPOŁU NAPĘDOWO NOŚNEGO

S t r e s z c z e n i e

W pracy zaproponowano klasyfikację elastycznych osiowosymetrycznych elementów zespołu napędowo nośnego pojazdów szynowych, która ułatwia ich racjonalny dobór na etapie projektowania. Wykorzystując metodę elementów skończonych opracowano metodykę obliczania cienkościennych układów elastycznych.

Przeprowadzono teoretyczną i eksperymentalną analizę stanu naprężenia dla wybranych elastycznych elementów cienkościennych stosowanych w pojazdach szynowych.

THE GENERAL METHOD OF CALCULATION AND DESIGNING
OF FLEXIBLE AXISYMMETRIC PARTS OF POWER-UNIT

S u m m a r y

In the paper a classification of flexible axisymmetrical parts of the power units of rail-vehicle which makes easier the choice during designing is proposed.

The method of designing of thin-walled elastic parts using the finite element method is elaborated. The analysis of stress state for chosen elastic parts applied in rail-vehicles is studied using theoretical and experimental methods.