

Список литературы

1. Лехницкий С. Г. Анизотропные пластинки / С. Г. Лехницкий. — М.; Л.: ОГИЗ, ГИТТЛ, 1947. — 355 с.
2. Барышников С. О. Вычисление частот и форм собственных колебаний панелей обшивки судна / С. О. Барышников, М. В. Сухотерин // Вестник ГУМРФ. — 2012. — Вып. 3 (15).
3. Сухотерин М. В. Метод суперпозиции исправляющих функций в задачах теории пластин / М. В. Сухотерин. — СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2009. — 265 с.
4. Тимошенко С. П. Пластинки и оболочки / С. П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. — Физматгиз, 1963. — 635 с.

УДК 621.825

Б. Д. Кукаленко,
д-р техн. наук, профессор,
Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет;

С. Г. Чулкин,
д-р техн. наук, профессор,
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК БАЛЛОНОВ С РАДИАЛЬНЫМ КАРКАСОМ ШИННО-ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МУФТ

CALCULATION OF STATIC LOADINGS OF BALLOONS WITH A RADIAL SKELETON OF BUS-PNEUMATIC MUFF

Рассмотрен расчет на прочность и крутильную податливость баллонов с радиальным каркасом шинно-пневматических муфт. Получены зависимости для определения линейных напряжений от действия внутреннего давления сжатого воздуха и приложенного вращающего момента при расчете по ним усилий в нитях каркаса и прочности резино-кордных баллонов. Предложенные выражения для расчета статических нагрузок баллонов с радиальным каркасом могут быть использованы при модернизации и разработке новой методики расчета шинно-пневматических муфт.

Calculation on durability and rotating pliability of balloons with a radial skeleton of bus-pneumatic muff is considered. Dependences for definition of linear pressure from action of internal pressure of compressed air and the enclosed rotating moment are received at calculation on them of efforts in strings of a skeleton and durability of rubber-cord balloons. The given expressions for calculation of static loadings of balloons with a radial skeleton can be used at modernization existing and development of a new design procedure of bus-pneumatic muff.

Ключевые слова: шинно-пневматическая муфта, статическая нагрузка, резино-кордный баллон, радиальный каркас.

Key words: bus-pneumatic muff, static loading, rubber-cord balloon, radial skeleton.



ШИННО-ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ муфты (ШПМ) благодаря конструктивной простоте, надежности в работе и удобству эксплуатации широко применяются в машиностроении, особенно в приводах нефте и газобуровых, а также судовых установок, землеройных машинах, кузнечно-прессовом оборудовании, конвейерах, станках для сборки покрышек и др. Они предназначены для соединения и разобщения, а также торможения вала отбора мощности двигателя с валом потребителя мощности, передающих вращающий момент. В качестве основного не-

сущего элемента в ШПМ устанавливают резино-кордные баллоны (РКБ) с диагональной конструкцией каркаса.

Для расчета РКБ с диагональным каркасом и рассматриваемого как тонкостенная гибкая торообразная оболочка, нагруженная одновременно внутренним давлением сжатого воздуха, подаваемого в камеру, и вращающим моментом, с принятием ряда допущений применена теория пневматических шин [1].

Поскольку у РКБ с диагональным каркасом и углом между нитями и радиальной плоскостью, равному $\sim 42^\circ\text{C}$, под действием вращающего момента происходит сжатие нитей в половине числа слоев каркаса, что, в свою очередь, приводит к снижению прочности и долговечности баллона, увеличению его габаритов и веса.

Существует также конструкция РКБ с радиальным каркасом, в которой, вследствие малости угла между нитями и радиальной плоскостью сечения баллона (от $\sim 10^\circ$ до 0°), сжатия нитей под действием вращающего момента не происходит, так как нити соседних слоев при деформации баллона будут поворачиваться относительно начального положения приблизительно на один и тот же угол. Это позволяет улучшить эксплуатационные характеристики РКБ и снизить материалоемкость при их изготовлении.

В основу расчетов РКБ с каркасом радиальной конструкции на прочность и крутильную податливость может быть положен, так же как и в РКБ с диагональным каркасом, ряд следующих допущений:

- нити корда нерастяжимы;
- напряжения в резине пренебрежимо малы;
- угол между нитями и радиальной плоскостью сечения зависит от величины вращающего момента;
- действие центробежных сил на боковине баллона на прочность и равновесную форму каркаса не учитывается;
- каркас баллона считается бесконечно тонкой гибкой оболочкой, совпадающей со срединной поверхностью каркаса;
- вся нагрузка на боковых свободных участках воспринимается в основном кордным каркасом;
- расположение нитей относительно друг друга, а также относительно меридиальной плоскости, проходящей через ось вращения, при работе баллона не изменяется и соответствует первоначальному состоянию;
- в кордном каркасе и в нитях корда действуют только растягивающие усилия от внутреннего давления сжатого воздуха и приложенного вращающего момента;
- крутильная податливость каркаса определяет податливость всего баллона.

Расчет прочности РКБ с радиальным каркасом заключается в определении линейных напряжений, возникающих от действия внутреннего давления сжатого воздуха и приложенного вращающего момента, и вычислении по этим напряжениям величины сил, растягивающих нити корда каркаса.

Для уточнения нагрузочной способности каркаса РКБ следует рассмотреть нити кордного каркаса путем учета изменения геометрии от закручивания, передаваемого вращающим моментом, и условий совместимости деформаций нитей.

С учетом малости напряжений в нитях возникают определенные зависимости между усилиями в них и интенсивностями сил по отношению к единице длины сечения РКБ.

На рис. 1 представлена схема интенсивности сил, приложенных к бесконечно малому элементу каркаса РКБ, нагруженному внутренним давлением сжатого воздуха и вращающим моментом. Элемент каркаса имеет форму квадрата со сторонами, равными единице, с нанесением действующих сил и ориентированный относительно меридиональной плоскости, проходящей через ось вращения.

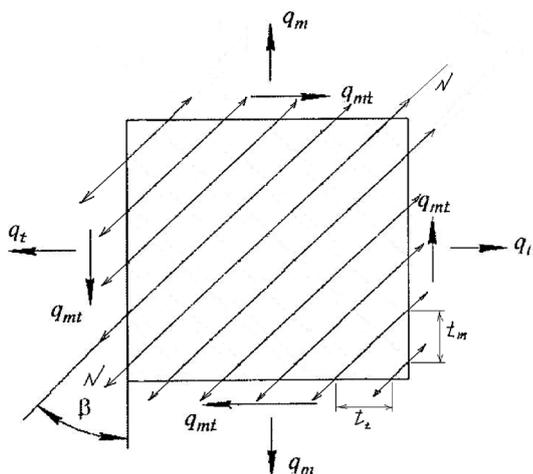


Рис. 1. Схема интенсивности сил, приложенных к бесконечно малому элементу радиального каркаса РКБ

t_m , мм — шаг между нитями в меридиальном направлении;

t_t , мм — шаг между нитями в окружном направлении.

Из рис. 1 видно, что

$$\frac{t_t}{t_m} = \operatorname{tg}\beta. \quad (1)$$

Поскольку при конфекционной сборке РКБ угол $\beta_{сб}$ между нитями и меридианом равен нулю (0°), то число нитей в одном слое каркаса будет

$$Y_1 = 2\pi r_{сб} i_{сб}, \quad (2)$$

где обозначены соответственно:

$i_{сб}, \frac{H}{\text{нить}}$ — частота нитей в слое каркаса при сборке РКБ;

$r_{сб}$, м — радиус вращения в слое (браслете) при технологической (конфекционной) сборке РКБ.

При ручной сборке и механической сборке РКБ на полуавтоматических станках [2] должно быть обеспечено соотношение

$$r_{сб} = \frac{l_{сб}}{\pi}, \quad (3)$$

где $l_{сб}$, м — длина слоя кордного каркаса, накладываемого на резиновую камеру.

Из условия (2) частота нитей в окружном направлении, соответствующая радиусу вращения r оболочки каркаса РКБ, будет

$$i_t = \frac{Y_1}{2\pi r} = i_{сб} \cdot \frac{r_{сб}}{r}. \quad (4)$$

Поскольку

$$i_t = \frac{1}{t_t} \quad \text{и} \quad i_m = \frac{1}{t_m},$$

тогда из выражения (1) следует

$$\frac{i_m}{i_t} = \operatorname{tg}\beta, \quad (5)$$

На рис. 1 приняты следующие обозначения:

$N, \frac{H}{\text{нить}}$ — усилие в нити (нагрузка, действующая на нить);

β , град — угол между меридианом и направлением нити;

$q_m, \frac{H}{M}$ — единичная нормальная меридиальная нагрузка (погонное меридиальное усилие);

$q_t, \frac{H}{M}$ — единичная нормальная окружная нагрузка (погонное окружное усилие);

$q_{mt}, \frac{H}{M}$ — единичная касательная нагрузка в меридиальном направлении (погонное меридиальное сдвиговое усилие);

$q_{mr}, \frac{H}{M}$ — единичная касательная нагрузка в окружном направлении (погонное окружное сдвиговое усилие);

а из выражений (4) и (5) соответственно получаем

$$i_m = i_{сб} \frac{r_{сб}}{r} \operatorname{tg} \beta, \quad (6)$$

где i_m , $\frac{\text{нить}}{\text{м}}$ — частота нитей в меридиональном направлении.

Для многослойных конструкций РКБ на основании управлений элементарного участка с единичной длиной сторон (см. рис. 1) можно записать для единичных меридионального, окружного и сдвигового усилий соответствующие зависимости.

Единичные касательные нагрузки в меридиональном и окружном направлениях могут быть представлены как:

$$q_{mm} = i_m \cdot z_{сл} \cdot N \cdot \cos \beta, \quad (7)$$

$$q_{mt} = i_t \cdot z_{сл} \cdot N \cdot \cos \beta. \quad (8)$$

Представив выражения (7) и (8) в формулы (6) и (4), получим

$$q_{mm} = q_{mt} = i_{сб} \cdot \frac{r_{сб}}{r} \cdot z_{сл} \cdot N \cdot \sin \beta, \quad (9)$$

где $z_{сл}$ — число слоев корда в каркасе.

Выражение (9) подтверждает правильность выбранной расчетной модели нагружения радиальной конструкции каркаса РКБ, так как соответствует правилу парности касательных напряжений.

Единичные нормальные меридиональные и окружные нагрузки соответственно могут быть представлены как:

$$q_m = i_t \cdot z_{сл} \cdot N \cdot \cos \beta, \quad (10)$$

$$q_t = i_m \cdot z_{сл} \cdot N \cdot \sin \beta \quad (11)$$

Подставив выражения (10) и (11) в формулы (4) и (6), получим:

$$q_m = i_{сб} \cdot \frac{r_{сб}}{r} \cdot z_{сл} \cdot N \cdot \cos \beta, \quad (12)$$

$$q_t = i_{сб} \cdot \frac{r_{сб}}{r} \cdot z_{сл} \cdot N \cdot \frac{\sin^2 \beta}{\cos \beta}. \quad (13)$$

Из выражений (12) и (13) следует, что если напряжениями в резине можно пренебречь и нагрузки воспринимаются только нитями корда [3], то

$$\frac{q_t}{q_m} = \operatorname{tg}^2 \beta. \quad (14)$$

Из формулы (12) получим выражение для расчета нагрузки N , действующей на нить:

$$N = \frac{q_m \cdot r}{i_{сб} \cdot r_{сб} \cdot z_{сл} \cdot \cos \beta}. \quad (15)$$

Для вывода уравнения профиля радиального каркаса РКБ необходимо установить зависимость изменения угла β в функции от r .

Поскольку предполагается, что резина не несет нагрузки, то под действием внутреннего вращающего момента происходит поворот первоначально радиально расположенных нитей, причем каждая нить находится в плоскости сечения, параллельной оси вращения каркаса оболочки (РКБ).

На рис. 2 показана расчетная схема расположения одной из нитей радиального каркаса баллона и приняты следующие обозначения:

r_1 , м — наименьший радиус вращения каркаса;

r_2 , м — наибольший (экваториальный) радиус вращения каркаса;

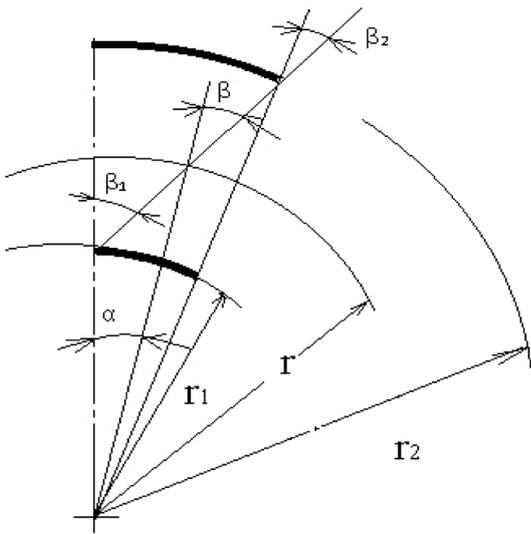


Рис. 2. Расчетная схема расположения одной нити радиального каркаса РКБ

Основные уравнения, определяющие характер нагружения (скручивания) РКБ с радиальным каркасом вращающим моментом:

$$\cos \varphi = \frac{(\lambda^2 - \lambda_0^2) \lambda \cos \beta_2}{(1 - \lambda_0^2) \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \beta_2}}, \quad (18)$$

$$\frac{\rho_m}{r_2} = \frac{(1 - \lambda_0^2)(\lambda^2 - \sin^2 \beta_2)^{3/2}}{[2\lambda^4 - (3\lambda^2 - \lambda_0^2) \sin^2 \beta_2] \cos \beta_2}, \quad (19)$$

$$q_m = \frac{pr_2(1 - \lambda_0^2) \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \beta_2}}{2\lambda^2 \cos \beta_2}, \quad (20)$$

где $\lambda_0 = \frac{r_0}{r_2}$, (см. ниже рис. 3).

Из выражений (15), (17) и (20), приняв $r = r_2$ и $r_{сб} = r_1$, следует

$$N = \frac{p \cdot r_2 (1 - \lambda_0^2)}{2 z_{сч} \cdot i_{сб} \cdot \lambda_1 \cdot \cos \beta_2}, \quad (21)$$

то есть нагрузка, действующая на нить радиального каркаса РКБ, постоянна по всей ее длине.

На рис. 3 представлена расчетная схема РКБ с радиальным каркасом, иллюстрирующая изменение геометрии профиля поперечного сечения каркаса баллона при включении и выключении ШПМ. Сплошной утолщенной линией показан расчетный профиль в отключенном состоянии; утолщенной штрихпунктирной линией — профиль каркаса во включенном состоянии.

Введем ряд обозначений:

0-0 — ось вращения каркаса баллона;

$n-n$ — нормаль каркаса баллона;

φ , град — угол между нормалью и плоскостью, перпендикулярной оси вращения;

r_0 , м — радиус вращения, соответствующий $\varphi = \frac{\pi}{2}$ и максимальной ширине профиля;

ρ_m , м — меридиальный радиус кривизны каркаса;

S , мм — радиальный зазор (радиальное перемещение каркаса при включении–выключении муфты);

r , м — текущий радиус вращения каркаса;
 β_1, β_2 , град — углы между нитью и меридианом, соответствующие радиусам вращения r_1 и r_2 .

α , град — угол скручивания каркаса баллона.

Из схемы (рис. 2) согласно теории синусов следует

$$\sin \beta = \frac{r_1}{r} \cdot \sin \beta_1. \quad (16)$$

Таким образом, устанавливается зависимость

$$\sin \beta = \frac{1}{\lambda} \sin \beta_2, \quad (17)$$

где $\lambda = \frac{r}{r_2}$.

Используя теорию автомобильных пневматических шин [3], а также полученные выражения (14) и (17), можно представить соответственно основные уравнения, определяющие характер нагружения (скручивания) РКБ с радиальным каркасом вращающим моментом:

b , м — ширина цилиндрической части каркаса в выключенном положении РКБ;
 b' , м — ширина площади контакта каркаса во включенном состоянии РКБ.

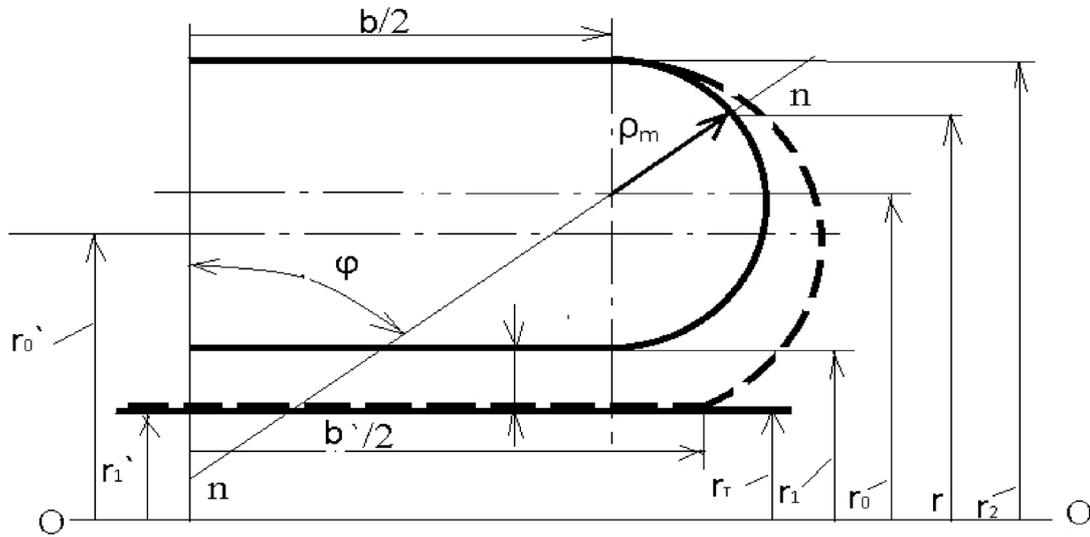


Рис. 3. Расчетная схема профиля РКБ с радиальным каркасом при включении и выключении ШПМ

Момент вращения, передаваемый муфтой, может быть представлен в виде

$$T = 4\pi \cdot r^2 \cdot q_{mr} \quad (22)$$

Подставляя в формулу (22) выражения (9), (21) и приняв $r = r_2$ и $r_{сб} = r_1$, получим

$$T = 2\pi \cdot r_2^3 \cdot P \cdot (1 - \lambda_0^2) \cdot \operatorname{tg} \beta_2. \quad (23)$$

Предельный вращающийся момент $T_{пр}$ (Н), передаваемый РКБ ШПМ и соответствующий началу проскальзывания муфты по условиям трения фрикционных колодок и барабана трения, будет [2; 4]:

$$T_{пр} = 2\pi r_{тр}^2 \cdot b_{тр} \cdot f \cdot \varphi \cdot (p - p_0 - p_{ц}), \quad (24)$$

где $r_{тр}$, м — радиус барабана на поверхности трения;

$b_{тр}$, м — ширина поверхности трения РКБ;

f — коэффициент трения фрикционной пары для баллона, снабженного фрикционными колодками, $f = 0,2 \div 0,3$; для бесколодочного баллона, где фрикционной поверхностью является резиновый протектор самого РКБ, $f = 0,4$;

φ — коэффициент, учитывающий отношение площади трения и давления сжатого воздуха, подаваемого во внутреннюю камеру РКБ;

p , $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ — давление сжатого воздуха в баллоне;

p_0 , $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ — давление сжатого воздуха, расходуемое на упругую деформацию баллона для выборки зазора S между фрикционными колодками и барабаном трения;

$p_{ц}$, $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ — давление сжатого воздуха, необходимое для компенсации центробежных сил от суммарной массы, отжимаемой нижней части каркаса РКБ (внутренней камеры, каркаса и фрикционных колодок).

Приравняв выражения (23) и (24), получим

$$r_2^3 \cdot p \cdot (1 - \lambda_0^2) \cdot \operatorname{tg} \beta_2 = r_{\text{тр}}^2 \cdot b_{\text{тр}} \cdot f \cdot \varphi \cdot (p - p_0 - p_{\text{ц}}). \quad (25)$$

Правая часть выражения (25) может быть представлена в развернутом виде (см. [1, с. 127, формула (19)]).

Из выражения (18), приняв $\lambda = \lambda_1$ и $\varphi = \pi$, следует

$$\lambda_0^2 = \frac{\sqrt{\lambda_1^2 - \sin^2 \beta_2} + \lambda_1^3 \cdot \cos \beta_2}{\sqrt{\lambda_1^2 - \sin^2 \beta_2} + \lambda_1 \cdot \cos \beta_2}. \quad (26)$$

Выражение левой части формулы (25) будет

$$(1 - \lambda_0^2) \cdot \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{\lambda_1(1 - \lambda_1^2)\sqrt{1 - \cos^2 \beta_2}}{\sqrt{\lambda_1 - 1 + \cos^2 \beta_2} + \lambda_1 \cos \beta_2}. \quad (27)$$

Подставив выражение (27) в формулу (25), получим решение уравнения (25) в следующем виде:

$$\cos \beta_2 = \frac{a^2 + 1 - \lambda_1^2}{\sqrt{(a^2 + 1 - \lambda_1^2)^2 + 4a^2\lambda_1^2}}, \quad (28)$$

$$\text{где } a = \frac{r_2^3 \cdot p \cdot \lambda_1(1 - \lambda_1^2)}{r_{\text{тр}}^2 \cdot b_{\text{тр}} \cdot f \cdot \varphi(p - p_0 - p_{\text{ц}})}. \quad (29)$$

Все рассмотренные выражения позволяют рекомендовать следующий порядок расчета на прочность и крутильную податливость РКБ с радиальным каркасом, а именно:

— задать величину параметров: $r_1, r_2, r_{\text{тр}}, b_{\text{тр}}, p, p_0, p_{\text{ц}}, f, \varphi, z_{\text{сл}}, i_{\text{сб}}, N_{\text{разр}}$. Размерности величин каждого параметра в тексте ранее приведены;

— последовательно рассчитать величины:

$$\lambda_1 = \frac{r_1}{r_2}; \quad (30)$$

a — по формуле (29) или по выражению

$$a = \frac{2\pi}{T_{\text{пр}}} \cdot r_2^3 \cdot p \cdot \lambda_1 \cdot (1 - \lambda_1^2); \quad (31)$$

$\cos \beta_2$ — по формуле (28);

λ_0^2 — по формуле (26);

$T_{\text{пр}}, \text{Н} \cdot \text{м}$ — по формуле (24);

$N, \text{Н/нить}$ — по формуле (21);

$$k_{\text{зап}} = \frac{N_{\text{разр}}}{N[k]}, \quad (32)$$

где $N_{\text{разр}}, \text{Н/нить}$ — разрывная нагрузка на нить;

$[k]$ — допускаемый запас прочности каркаса на разрыв (при расчетах на проектирование РКБ [2] принимают не ниже $[k] = 5$);

$$\sin \beta_2 = \sqrt{1 - \cos^2 \beta_2}; \quad (33)$$

$$\beta_2, \text{рад} = \arcsin(\sin \beta_2); \quad (34)$$

$$\beta_1, \text{рад} = \arcsin\left(\frac{1}{\lambda_1} \sin \beta_2\right); \quad (35)$$

$$\alpha, \text{рад} = \beta_1 - \beta_2; \quad (36)$$

$e, \frac{1}{\text{Нм}}$ — крутильная податливость радиального каркаса РКБ вследствие поворота нитей

при его нагружении.

Крутильная податливость РКБ, характеризующая упругие свойства при скручивании при нагружении, определяется как отношение составляющей угла скручивания к величине вращающего момента [5]:

$$e = \frac{\alpha}{T_{\text{пр}}} \quad (37)$$

Особенностью конструкции РКБ с радиальным каркасом является то, что при передаче вращающего момента происходит уменьшение ширины площади контакта внутреннего протектора с фрикционными колодками вследствие изменения формы профиля и размеров (длины нитей) боковин каркаса, вызываемого поворотом нитей.

На рис. 4 представлена расчетная схема изменения формы профиля и длины нити на боковинах радиального каркаса РКБ при включении ШПМ.

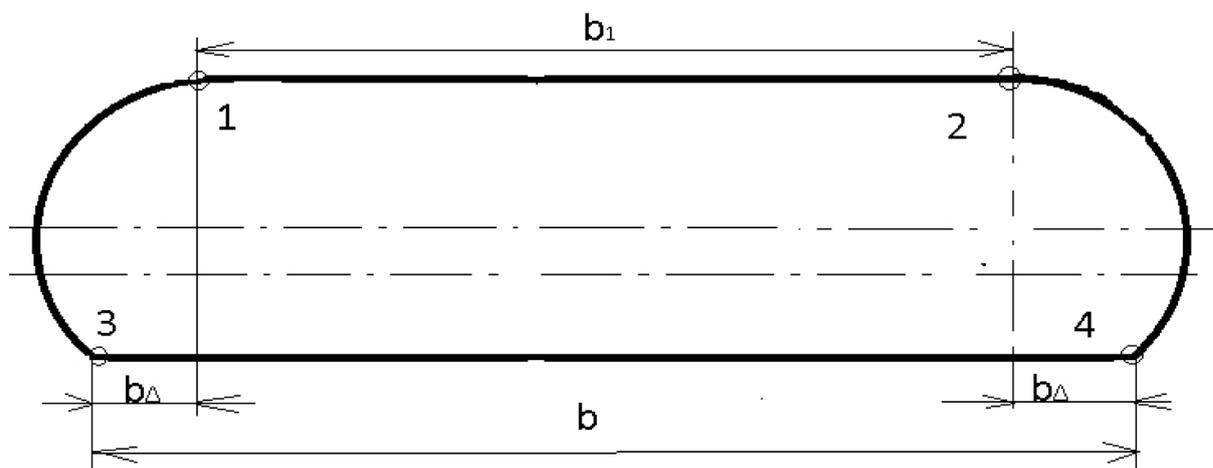


Рис. 4. Расчетная схема изменения формы профиля и длины нити на боковинах радиального каркаса при включении ШПМ

На рис. 4 приняты следующие обозначения:

$b, \text{ м}$ — ширина площади контакта протектора баллона с фрикционными колодками (ширина поверхности трения);

$b_1, \text{ м}$ — ширина площади контакта наружного протектора баллона с наружным ободом муфты;

b_{Δ} — относительное смещение точек контакта внешнего и внутреннего протекторов.

Из рис. 4 следует, что

$$b_1 = b - 2b_{\Delta} \quad (38)$$

Длина нити на профиле каркаса L (м) может быть определена следующим образом:

$$L = b_1 + b + 2L_{\text{бок}} = 2(b - b_{\Delta} + L_{\text{бок}}), \quad (39)$$

где $L_{\text{бок}}, \text{ м}$ — длина нити на одной боковине.

Величины $L_{\text{бок}}$ и b_{Δ} могут быть подсчитаны по следующим приближенным выражениям:

$$L_{\text{бок}} \approx \sum_{n=1}^{n=k-1} \frac{(\varphi_{n+1} - \varphi_n)(\rho_{m(n)} + \rho_{m(n+1)})}{\cos \beta_n + \cos \beta_{n+1}} \text{ и} \quad (40)$$

$$b_{\Delta} \approx 0,25 \sum_{n=1}^{n=k-1} (\varphi_{n+1} - \varphi_n)(\rho_{m(n)} + \rho_{m(n+1)})(\cos \varphi_n + \cos \varphi_{n+1}), \quad (41)$$

$$\text{где } \varphi_n = \arccos \sum_{n=1}^{n=k-1} \frac{(\lambda_n^2 - \lambda_0^2)\lambda_n \cos \beta_2}{(1 - \lambda_0^2)\sqrt{\lambda_n - \sin^2 \beta_2}}. \quad (42)$$

В выражениях (40)–(42) $\rho_{m(n)}$ и $\cos \varphi_n$ подсчитываются по формулам (18) и (19) при $\lambda = \lambda_n$; $n = 1, 2, \dots, k$ — текущий номер значения r для точек, лежащих на профиле боковины от r_2 до r_1 ; k — количество значений r_n ; $k - 1$ — количество постоянных интервалов, на которые делится участок (промежуток) $(r_2 - r_1)$; знак $\sum_{n=1}^{n=k-1}$ означает суммирование значений функций, указанных в (40) и (41) от $n = 1$ до $n = k - 1$.

Длина нити L , подсчитанная по выражению (39), должна быть заложена при проектировании в исходный профиль ненагруженного вращающим моментом РКБ.

Для расчета $L_{\text{бок}}$ и b_{Δ} следует выбирать значения k не менее 10.

При заданной величине k значения λ_n подсчитываются по выражению

$$\lambda_n = 1 - \frac{1 - \lambda_1}{k - 1}(n - 1). \quad (43)$$

В заключение можно отметить, что принятый ряд допущений и предложенные выражения позволяют рекомендовать порядок расчета на прочность и крутильную податливость РКБ с радиальным каркасом ШПМ.

Применение теории тонких оболочек пневматических шин, как и ранее рассмотренных РКБ с диагональным каркасом [1], позволило получить зависимости для определения линейных напряжений от действия внутреннего давления сжатого воздуха и приложенного вращающего момента с последующим расчетом по ним и полученным выражениям усилий в нитях каркаса баллона.

Предложенные выражения для расчета статических нагрузок РКБ, в дополнение к ранее представленным в [1; 4–7], могут быть использованы при модернизации существующих и разработке новой методики расчета и проектирования ШПМ с повышенными эксплуатационными характеристиками с обязательным применением компьютерной программы.

Список литературы

1. Кукаленко Б. Д. Исследование и расчет основных статических нагрузок баллонов шинно-пневматических муфт: [Текст] / Б. Д. Кукаленко, С. Г. Чулкин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер. «Наука и образование». — 2012. № 3 (2). — С. 125–132.
2. Кукаленко Б. Д. Силовые элементы упругих муфт. Конструирование, производство, эксплуатация: [Текст] / Б. Д. Кукаленко. — Л.: Химия, 1977. — 143 с.
3. Бидерман В. Л. Автомобильные шины. Конструкция, расчет, испытание, эксплуатация: [Текст] / В. Л. Бидерман, Р. Л. Гуслицер, С. П. Захаров [и др.]. — М.: ГХН, 1963. — 383 с.
4. Кукаленко Б. Д. Нагрев поверхности трения шинно-пневматических муфт агрегатов нефтебуровых и газобуровых установок: [Текст] / Б. Д. Кукаленко, С. Г. Чулкин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер. «Наука и образование». — 2011. № 3 (130). — С. 241–247.

5. Кукаленко Б. Д. Упругодемпфирующие характеристики шинно-пневматических муфт: [Текст] / Б. Д. Кукаленко, С. Г. Чулкин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер. «Наука и образование». — 2011. № 4 (135). — С. 138–141.

6. Чулкин С. Г. Исследование возможности повышения момента вращения бесколодных баллонов шинно-пневматических муфт: [Текст] / С. Г. Чулкин, Б. Д. Кукаленко // Речной транспорт. XXI век. — 2013. № 5 (64). — С. 56–61.

7. Чулкин С. Г. Расчет максимально допустимого зазора в шинно-пневматических муфтах: [Текст] / С. Г. Чулкин, Б. Д. Кукаленко // Журнал Университета водных коммуникаций. — 2013. № 3 (19). — С. 63–75.