

М174654

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

О. В. ФОТИНИЧ

ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ
НЕОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН

Специальность 05.025—Динамика и прочность машин,
приборов и аппаратуры

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в ордена Ленина научно-исследовательском институте шинной промышленности.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук Э. Н. Кузнецов,
кандидат технических наук, доцент А. А. Пожалостин.

Ведущее предприятие: Московский шинный завод.

Автореферат разослан « » 1972 г.

Защита диссертации состоится « » 1972 г.

на заседании Совета по динамике и прочности машин по адресу: Москва, 107005, 2-я Бауманская ул., д. 5, МВТУ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Баумана.

Ученый

С. П. Демидов

М174654

Л-89430

284. Тир. 150.



1174654

Фотинич О. В. Численный ме

Пневматическая шина относится к числу важнейших и самых распространенных элементов современного транспорта. Увеличение ходимости шины — основная задача шинной промышленности, приобретающая большое народнохозяйственное значение.

Решение этой задачи невозможно без объединенных усилий конструкторов, технологов, расчетчиков и производственников, связанных с этой отраслью промышленности. С одной стороны, качество шин определяется качеством применяемых материалов и совершенствованием технологии, а с другой — выбором наиболее совершенных конструктивных форм. В настоящей работе рассматривается один из частных вопросов второго направления, связанный с выяснением условий работы элементов шины в эксплуатационных условиях.

Хорошо известно, что на ходимость шины существенно влияют такие конструктивные параметры, как угол раскроя каркаса и брекера, толщина резиновой прослойки и ее жесткость и другие. Объясняется это тем, что циклические напряжения в элементах шины, возникающие при качении, зависят от конструктивных параметров, а длина рабочего пробега шины определяется циклами напряжений в отдельных элементах конструкции. Опытном установлено, что изменение угла раскроя каркаса на несколько градусов по сравнению с оптимальным, значительно снижает ходимость шины. Поэтому определение циклических усилий в элементах шины при качении является необходимым для того, чтобы хотя бы качественно предсказать, как повлияет то или иное конструктивное изменение на ходимость шины.

Эту задачу можно решать экспериментально. Экспериментальные исследования позволяют весьма полно описать работу всех элементов шины. Однако они требуют больших затрат средств и времени особенно в тех случаях, когда введение конструктивных изменений требует создания новых прессформ. Эти затраты должны быть оправданы серьезными доводами, основанными на теоретических исследованиях, которые позволят с уверенностью сказать, что вносимое кон-

AS9hK1M

структивное изменение не скажется пагубным образом на работе шины. А такой вывод можно сделать лишь в результате полного анализа работы шины, как составной конструкции.

В настоящее время существует ряд методов расчета шин. Но в основном рассматриваются случаи осесимметричного нагружения шины (внутренним давлением и центробежными силами). Задача же определения напряжений и деформаций в элементах шины при ее качении решалась с помощью очень упрощенных моделей, не позволяющих с достаточной полнотой проанализировать степень влияния различных факторов на работу шины.

Эта задача является очень сложной прежде всего из-за сложности самой конструкции шины. Системы различно ориентированных нитей, большое число конструктивных элементов — каркас и брекер, состоящие из нескольких слоев корда, резиновые прослойки между ними — все это очень затрудняет расчет. Каждый из элементов шины несет определенные силовые функции, и эта взаимосвязь элементов должна учитываться в расчетной схеме. Поэтому шину нельзя представлять упрощенно, сводя ее к некоторой анизотропной оболочке.

При воздействии на шину эксплуатационных нагрузок, перемещения элементов шины соизмеримы с ее размерами, поэтому задача должна решаться как нелинейная.

Так как перемещения зависят от двух координат (окружной и меридиональной), то уравнения, описывающие работу шины, представляют собой систему нелинейных уравнений в частных производных. Решение таких уравнений очень затруднительно.

Развитие машинной техники позволило в настоящее время поставить задачу несимметричного нагружения шины не на основе упрощенной модели, а с использованием расчетной схемы, с наибольшей полнотой отражающей конструктивные особенности шины.

Настоящая работа посвящена расчету неосесимметричных деформаций пневматических шин, а в качестве числового примера рассмотрено обжатие шины типа «Р» на плоскость.

Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и приложений.

Во введении сформулированы задачи работы.

В первой главе содержится обзор литературы, производится выбор расчетной модели и рассмотрены способы ее анализа.

В обзоре литературы приведены работы, касающиеся расчета шин. Это — работы советских исследователей: В. Л. Бидермана, Б. Л. Бухина, О. Н. Мухина, Э. Я. Левковской и зарубежных: Бема, Франка.

Расчетная схема настоящей работы аналогична расчетной схеме, принятой в работе В. Л. Бидермана и Э. Я. Левковской. Каркас и брекер состоят из небольшого числа слоев корда; толщина их невелика по сравнению с общими размерами шины. Ввиду относительной гибкости, представляем каркас и брекер как тонкие безмоментные оболочки, приведенные к их срединной поверхности. Между ними расположена резиновая прослойка, работающая на сдвиг. Учитывается переменность толщины стенки каркаса, нелинейность характеристики растяжения корда, переменность угла наклона нити брекера к меридиану. Так как решается контактная задача, то в расчетную схему введен и протектор.

Принятая расчетная схема достаточно полно отражает особенности работы конструкции шины. Но она настолько сложна, что для нее традиционные средства анализа, основанные на составлении и последующем решении системы дифференциальных уравнений, практически нереализуемы. Поэтому едва ли не единственным, по крайней мере, для этой расчетной схемы, является энергетический подход, связанный с подбором таких значений перемещений, при которых обеспечивается минимум полной потенциальной энергии системы. Для этой цели использован метод локальных вариаций, разработанный в Вычислительном центре АН СССР. Сущность его заключается в следующем. Задаемся перемещениями (u , v и w для каркаса и v_b и u_b для брекера) в узловых точках сетки, в виде которой представлена деформируемая область. Давая поочередно вариации перемещениям в каждой точке, меняем их в соответствии с изменением полной потенциальной энергии.

Машинная реализация метода очень проста. Также этот метод удобен тем, что в нашем случае освобождает от необходимости следить за силовыми граничными условиями. Обязательным является выполнение лишь геометрических граничных условий. Поочередное смещение узловых точек дает возможность легко проследить за контактом шины с любой поверхностью.

Во второй главе дано описание функционала полной потенциальной энергии шины и рассмотрен контакт шины с опорной поверхностью.

Потенциальная энергия шины складывается из потенциала внешних сил W и энергии деформации U

$$\Pi = W + U. \quad (1)$$

К внешним силам относится давление сжатого воздуха. Потенциал сил давления определяется выражением $-p\Delta V$, где p — избыточное внутреннее давление, а ΔV — изменение объема, выраженное через перемещения:

$$\begin{aligned} \Delta V = & \int_s \int_\Theta \left\{ w + \frac{1}{2} \left\{ w \left[\frac{\partial v}{\partial s} + \frac{w}{\rho} + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial u}{\partial \Theta} + v \cos \varphi + \right. \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. + w \sin \varphi \right) \right] - v \left(\frac{\partial w}{\partial s} - \frac{v}{\rho} \right) - \frac{u}{r} \left(\frac{\partial w}{\partial \Theta} - u \sin \varphi \right) \right\} + \right. \\ & + (w \cos \varphi - v \sin \varphi) \left\{ \left[\left(\frac{w}{\rho} + \frac{\partial v}{\partial s} \right) \cos \varphi + \left(\frac{\partial w}{\partial s} - \frac{v}{\rho} \right) \sin \varphi \right] \times \right. \\ & \times \left(\frac{\partial u}{\partial \Theta} + w \sin \varphi + v \cos \varphi \right) \frac{1}{r} - \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \Theta} \left[\left(\frac{\partial w}{\partial \Theta} - u \sin \varphi \right) \sin \varphi + \right. \\ & \left. \left. \left. + \left(\frac{\partial v}{\partial \Theta} - u \cos \varphi \right) \cos \varphi \right] \right\} \right\} r ds d\Theta. \quad (2) \end{aligned}$$

Изменение потенциала радиальной, тормозящей и боковой сил учитывается косвенным образом. Предполагаются заданными не силы, а перемещения в зоне контакта, и в упругую потенциальную энергию включается энергия сжатия и сдвига протектора. По деформациям протектора определяется закон распределения усилий на контактной поверхности и величина их равнодействующей. При таком подходе протектор играет роль своеобразного динамометра, измеряющего местные контактные силы.

Из условий контакта шины с опорной поверхностью находим уменьшение высоты протектора:

$$\begin{aligned} \Delta H_n = & \{ [r_6 + (H_n + w_6) \sin \varphi + (v_6 - H_n \vartheta_n) \cos \varphi] \cos \Theta - \\ & - (u_6 - H_n \psi_n) \sin \Theta - r_{6к} - H_n - w_k + \lambda \} / \sin \varphi \cos \Theta, \quad (3) \end{aligned}$$

H_n — высота протектора, r_6 — радиус брекера, $r_{6к}$ — радиус брекера по короне, w_k — перемещение каркаса по короне в результате предварительной надувки шины, λ — радиальный прогиб шины

$$\vartheta_n = \frac{\partial w_6}{\partial s_6} - \frac{v_6}{\rho_6}, \quad \psi_n = \frac{1}{r_6} \left(\frac{\partial w_6}{\partial \Theta} - u_6 \sin \varphi \right). \quad (4)$$

В зону контакта включаются только те участки, в которых $\Delta H_n > 0$. По сжатию протектора определяется контактное давление, интегрируя которое по области контакта, находим величину радиальной силы, соответствующей взятому прогибу λ :

$$P = \int_s \int_{\Theta} E_n \frac{\Delta H_n}{H_n} r_6 ds_6 d\Theta. \quad (5)$$

В случае действия на шину радиальной, тормозящей и боковой сил мы также можем найти значения ΔH_n и сдвигов в протекторе γ_{un} и γ_{vn} .

$$\begin{aligned} \Delta H_n = & w_6 (1 - \sin^2 \varphi \cos^2 \Theta) - (v_6 - H_n \vartheta_n) \sin \varphi \cos \varphi \cos^2 \Theta + \\ & + (u_6 - H_n \psi_n) \sin \varphi \sin \Theta \cos \Theta + f_6 \cos \varphi - f_r \sin \varphi \sin \Theta + \Delta_1, \\ \gamma_{vn} H_n = & w_6 \sin \varphi \cos \varphi \cos^2 \Theta - (v_6 - H_n \vartheta_n) (1 - \cos \varphi \cos \Theta) - \\ & - (u_6 - H_n \psi_n) \sin \Theta \cos \varphi \cos \Theta + f_6 \sin \varphi + f_r \cos \varphi \sin \Theta + \Delta_2, \\ \gamma_{un} H_n = & -w_6 \sin \varphi \sin \Theta \cos \Theta - (v_6 - H_n \vartheta_n) \cos \varphi \sin \Theta \cos \Theta - \\ & - (u_6 - H_n \psi_n) \cos^2 \Theta + f_r \cos \Theta + \Delta_3, \end{aligned} \quad (6)$$

где f_6 и f_r — смещения точек протектора в боковом и окружном направлениях. Величины Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 определяются перемещениями брекера в момент окончания обжатия шины перед ее нагружением тормозящей и боковой силами.

Силы боковая и тормозящая определяются интегралами, распространенными на плоскость контакта:

$$P_6 = \int_s \int_{\Theta} G_n \gamma_{vn} r_6 ds_6 d\Theta, \quad P_r = \int_s \int_{\Theta} G_n \gamma_{un} r_6 ds_6 d\Theta, \quad (7)$$

G_n — модуль сдвига резины протектора.

Потенциальная энергия деформации шины может рассматриваться как сумма энергий составляющих элементов конструкции. Такими элементами являются: каркас, брекер, подбрекерный слой и протектор.

Каркас состоит из резины и нитей. Энергия деформации резины определяется выражением

$$U_{pk} = 2G_k \int_s \int_{\Theta} \left(\varepsilon_1^2 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 + \varepsilon_2^2 + \frac{1}{4} \gamma^2 \right) h^* r ds d\Theta, \quad (8)$$

h^* — приведенная толщина каркаса.

По В. Л. Бидерману

$$h^* = h + nd(k-1), \quad (9)$$

n — число слоев корда в каркасе, d — диаметр нити, k — коэффициент, зависящий от отношения $\frac{t}{d}$ (t — шаг нитей, т. е. расстояние между осями двух соседних нитей, измеренное по нормали к направлению нитей. Шаг нитей меняется вдоль дуги меридиана), ε_1 , ε_2 и γ — компоненты деформации каркаса:

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{\partial v}{\partial s} + \frac{w}{\rho} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial v}{\partial s} + \frac{w}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial s} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial s} - \frac{v}{\rho} \right)^2 \right], \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{r} \left(\frac{\partial u}{\partial \Theta} + v \cos \varphi + w \sin \varphi \right) + \frac{1}{2r^2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial \Theta} + v \cos \varphi + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + w \sin \varphi \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial \Theta} - u \cos \varphi \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial \Theta} - u \sin \varphi \right)^2 \right], \quad (10) \\ \gamma &= \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial v}{\partial \Theta} - u \cos \varphi \right) + \frac{1}{r} \left[\left(\frac{\partial v}{\partial s} + \frac{w}{\rho} \right) \left(\frac{\partial v}{\partial \Theta} - u \cos \varphi \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\partial u}{\partial s} \left(\frac{\partial u}{\partial \Theta} + v \cos \varphi + w \sin \varphi \right) + \left(\frac{\partial w}{\partial s} - \frac{v}{\rho} \right) \left(\frac{\partial w}{\partial \Theta} - u \sin \varphi \right) \right],\end{aligned}$$

ε_1 — удлинение в меридиональном направлении, ε_2 — в окружном, γ — угол сдвига в срединной поверхности, w , v и u — нормальная, меридиональная и окружная компоненты перемещений, s — дуга меридиана, отсчитываемая от начальной параллели, в нашем случае, от обода, φ — угол между нормалью к поверхности и осью вращения, Θ — полярный угол, r — расстояние от оси вращения и ρ — местный радиус кривизны меридиана.

Выражение потенциальной энергии для нитей каркаса имеет следующий вид:

$$U_{\text{нк}} = An \int_s \int_{\Theta} (\varepsilon_1^2 + B^0 \varepsilon_1^3) r \, ds \, d\Theta. \quad (11)$$

Постоянные A и B снимаем с диаграммы растяжения нитей корда, которую аппроксимируем квадратичной зависимостью:

$$N = 2A\varepsilon + 3B\varepsilon^2 \quad B^0 = B/A, \quad (12)$$

N — усилие в нити, ε — удлинение нити.

Выражения для энергии резины и нитей брекера имеют аналогичную структуру:

$$U_{p6} = 2G_6 \int_s \int_{\Theta} \left(\varepsilon_{16}^2 + \varepsilon_{16} \varepsilon_{26} + \varepsilon_{26}^2 + \frac{1}{4} \gamma_6^2 \right) h_6 r_6 ds_6 d\Theta, \quad (13)$$

$$U_{n6} = A_6 n_6 \int_s \int_{\Theta} [\varepsilon_{1i}^2 + \varepsilon_{1i}^2 + B_6 (\varepsilon_{1i}^3 + \varepsilon_{1i}^3)] i_6 r_6 ds_6 d\Theta, \quad (14)$$

ε_i — удлинения нитей брекера,

$$\varepsilon_{1i} = \varepsilon_{16} \cos^2 \beta + \varepsilon_{26} \sin^2 \beta \pm \gamma_6 \sin \beta \cos \beta. \quad (15)$$

Компоненты деформации брекера ε_{16} , ε_{26} и γ_6 определяются выражениями (10), β — угол наклона нити брекера к меридиану; определяется из соотношения

$$\sin \beta = \frac{r_6}{r_{6к}} \sin \beta_k, \quad (16)$$

где β_k — тот же угол по короне.

Энергия подбрекерной резины определяется, в основном, взаимными смещениями каркаса и брекера:

$$U_p = \frac{1}{2} G_p \int_s \int_{\Theta} (\gamma_v^2 + \gamma_u^2) H^* r_p ds d\Theta. \quad (17)$$

Здесь γ_v и γ_u — углы сдвига в резине в меридиональном и окружном направлениях

$$\gamma_v = \frac{\partial w}{\partial s} - \frac{v}{\rho} + \frac{v_6 - v + w \Delta \varphi}{H^*} + \frac{v_6 - v + w \Delta \varphi}{H^*} \times \\ \times \left(\frac{\partial v}{\partial s} + \frac{w}{\rho} \right) + \frac{u_6 - u}{H^*} \frac{\partial u}{\partial s}, \quad (18)$$

$$\gamma_u = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial w}{\partial \Theta} - u \sin \varphi \right) + \frac{u_6 - u}{H^*} + \frac{u_6 - u}{H^* r} \left(\frac{\partial u}{\partial \Theta} + w \sin \varphi + \right. \\ \left. + v \cos \varphi \right) + \frac{v_6 - v + w \Delta \varphi}{H^* r} \left(\frac{\partial v}{\partial \Theta} - u \cos \varphi \right),$$

$\Delta \varphi$ — угол между нормальными к каркасу и брекеру, H^* — приведенная толщина прослойки

$$H^* = H - \frac{nd}{2} - \frac{n_6 d_6}{2}, \quad (19)$$

H — расстояние между серединными поверхностями каркаса и брекера.

Энергия протектора в случае действия на шину радиальной, тормозящей и боковой сил определяется выражением:

$$U_{np} = \frac{1}{2} G_p \int_s \int_{\theta} (3 \varepsilon_n^2 + \gamma_{un}^2 + \gamma_{\sigma n}^2) H_n r_n ds d\theta. \quad (20)$$

Если действует только радиальная нагрузка, то углы сдвига в протекторе $\gamma_{un} = \gamma_{\sigma n} = 0$. Энергия протектора включается в энергетический баланс только в том случае, если изменение высоты протектора $\Delta H_n > 0$.

Потенциальная энергия шины определяется суммой перечисленных выше составляющих.

В третьей главе на примере осесимметричной задачи проводится проверка эффективности алгоритма и процедуры минимизации энергии.

Сначала рассматривается задача о равновесии радиально расположенных нитей, образующих сетчатую оболочку. Эта задача для различных углов расположения нитей была решена и номографирована В. Л. Бидерманом. Номограмма для угла $\beta = 0$ представляет форму профиля радиально армированного каркаса без брекера.

При расчете методом локальных вариаций в этом случае в баланс энергий, кроме потенциала внешних сил, войдет только энергия нитей каркаса (11):

$$\Pi = U_{нк} - p \Delta V. \quad (21)$$

Полученные результаты показывают хорошее совпадение точного и приближенного решений. Величины радиусов по короне, полученные точным и приближенным методом, практически не различаются.

Рассмотрено также нагружение шины с брекером внутренним давлением. Эта задача также уже решалась, но в линейной постановке. В результате получены деформации в элементах шины: каркасе, брекере и резиновой прослойке. Полученное решение хорошо согласуется с экспериментом, а также с результатами работ, выполненных ранее, что является необходимым условием для перехода к более сложным случаям.

В четвертой главе рассмотрен случай нагружения шины радиальной силой. Этот вариант наиболее простой из случаев неосесимметричного нагружения и, кроме того, переходный к последующему нагружению шины боковой и тормозящей силами.

Решение этой задачи оказалось гораздо более длительным, в основном, за счет увеличения числа неизвестных параметров. Варьируется пять независимых компонент перемещений по двум переменным — s и θ . Дуга меридиана разбита, как и в случае осесимметричной задачи, на 24 участка, а половина дуги окружности ($0 \leq \theta \leq 2\pi$) — на 30 участков. Число неизвестных в этом случае составляет 2500 вместо 54 в осесимметричной задаче.

Из-за очень больших затрат машинного времени варьирование по окружности пришлось производить в пределах $0 \leq \theta \leq \frac{3}{4}\pi$. За пределами этой зоны перемещения считаются малыми и не рассматриваются. При этом в области контакта получается достаточно полная картина деформирования шины.

В результате расчета получены деформации и усилия в элементах шины при ее обжатии.

Выводы

1. В работе была поставлена задача о расчете на эксплуатационные нагрузки пневматических шин на основе расчетной схемы, наиболее полно учитывающей особенности реальной конструкции.

2. В качестве основы для числового расчета составлено общее выражение функционала энергии шины, находящейся во взаимодействии с жестким грунтом. В этом функционале учтены: энергия нитей и резины каркаса и брекера, энергия подбрекерной резины, энергия сжатия протектора.

3. Численным методом локальных вариаций впервые решена задача о нагружении шины радиальной силой. В результате получены циклы деформаций и усилий в элементах шины за один ее оборот: окружные и меридиональные деформации каркаса и брекера, деформации нитей брекера, сдвиги в подбрекерной резине. Получено также распределение давления в области контакта и зависимость прогиба шины от нагрузки. Полученные результаты удовлетворительно согласуются с имеющимися экспериментальными данными.

4. Таким образом, поставлена задача определения усилий в элементах конструкции шины, находящейся под действием эксплуатационных нагрузок, и получены первые результаты, которые другими методами пока достигнуты не были. Недостаток предложенного метода заключается в больших затра-

тах времени на выполнение машинного счета. Усовершенствование метода, направленное на сокращение этого времени, должно явиться целью дальнейшей работы.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующей работе:

Фотинич О. В. Построение функционала для расчета автомобильных шин типа «Р», «Известия вузов, Машиностроение», 1972, № 2.

По результатам исследований автором сделан доклад на VIII Всесоюзной конференции по теории оболочек и пластин (Ростов-на-Дону, 1971).
