

- Геотехническая механика. — Днепропетровск: Полиграфист, 2001. — Вып. 28. — С. 112-134.
5. Растеряев Ю.К., Агальцов Г.Н. Физико-механические свойства шинных материалов (часть вторая) // Геотехническая механика. — Днепропетровск: Полиграфист, 2002. — Вып. 31. — С.
  6. Williams, Landel and Ferry // J. Am. Chem. Soc. — 1955. — № 77. — Р. 3701.
  7. Ферри Дж. Вязкоупругие свойства полимеров. — М.: Издательство, 1964. — 536 с.
  8. Mullins L. // Rub. Chem. And Tech. — 1948. — № 21. — Р. 281.
  9. Payne A.R., Whittaker R.E. // Rub. Chem. And Tech. — 1971. — № 44. — Р. 440.
  10. Samuel E., Clark K. Mechanics of Pneumatic Tires. — Washington (USA): 1981. — Chapter 10.
  11. Gehman S.D. // Rub. Chem. And Tech. — 1957. — № 30. — Р. 1202.
  12. Studebaker M.L. and Beatty J.R. // Rub. Chem. And Tech. — 1974. — № 47. — Р. 803.

УДК 678.04:678.029.5:539.3/4

Растеряев Ю.К., Агальцов Г.Н.

## РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО И ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ МАССИВНЫХ ШИН

Розглядається методика розрахунку напружено-деформованого і теплового стану масивних шин яка була розроблена в НДІ ВГШ та ІГТМ НАН України. Приведено приклад розрахунку стандартної шини 250×125.

### CALCULATION INTENSE-DEFORMED AND THERMAL STATE OF MASSIVE BUSBARS

The problem of calculation of the intense-deform and thermal state of massive busbars is considered. The example of calculation of the reference busbar 250×125 is given.

#### 1 Введение

В настоящее время большое число погрузочно-разгрузочных механизмов и машин представляет собой напольный колесный безрельсовый авто- и электротранспорт. Этот тип транспорта должен обеспечивать большую грузоподъемность, высокую маневренность, хорошую устойчивость при сравнительно небольших габаритах. Поэтому для такого вида транспорта единственно приемлемыми являются массивные резиновые шины.

Растет применение массивных резиновых шин и для других целей в различных отраслях хозяйства страны.

Указанные выше обстоятельства делают проблему расчета и конструирования массивных резиновых шин важной с научной и практической точек зрения.

Для получения у массивной шины наилучшего баланса свойств еще на стадии проектирования, необходимо ее поперечное (меридиональное) сечение, распределение и подбор материалов по этому сечению рассчитывать так, чтобы в процессе последующей эксплуатации массивной шины, возникающие деформации и напряжения в ее материалах были бы благоприятными с точки зрения усталостной и термодинамической прочности. Иными словами, массивная шина должна быть сконструирована, а материалы выбраны и распределены по ее поперечному сечению таким образом, чтобы в течение миллионов циклов деформации стенок массивной шины под воздействием эксплуатационных нагрузок их материалы не разрушались.

Основные трудности, возникающие при исследовании напряженно-деформированного состояния (НДС) массивной шины, заключены в проблеме измерения упругих свойств материалов, применяемых в ней, а именно резин — из-за их нелинейности.

С другой стороны, сложность исследования НДС массивной резиновой шины вызывается ее торообразной формой, значительными изменениями формы при воздействии на шину локальных внешних эксплуатационных нагрузок, необходимостью решать контактные задачи и учитывать влияние стесненности деформаций в массиве резины, подверженного деформациям объемного сжатия.

Указанные выше трудности, возникающие при исследовании НДС массивной шины, в настоящей работе преодолены за счет того, что решение контактной задачи осуществлялось, с одной стороны, на основании строгих уравнений трехмерной теории упругости с использованием идей Герца, а с другой стороны, учитывалась слабая сжимаемость резин.

## 2 О законе Гука для сжимаемой резины

Закон Гука для сжимаемой от 0 до 25 % резины, устанавливающий связь между нормальным напряжением сжатия  $\sigma$  и относительной линейной деформацией сжатия  $\varepsilon$ , записывается так [1]:

$$\sigma = E_{ef} \cdot \varepsilon, \tag{1}$$

где  $E_{ef}$  — эффективный (кажущийся) модуль сжимаемой резины.

Эффективный модуль сжимаемой резины определяется так

$$E_{ef} = \psi \cdot E_g, \tag{2}$$

где  $\psi$  — коэффициент формы, учитывающий ужесточение резины в связи с затрудненностью поперечных деформаций у сжатой резины (например, резины протектора КГШ). Этот коэффициент определяется по табл. 1;

Таблица 1 — Коэффициенты формы  $\psi$

Поперечное сечение прямоугольное	Коэффициент формы:
длинная сторона $\ell_0$ короткая сторона $b_1$ высота (толщина) $h_0$	$\psi = \frac{1,33 + 0,66 \cdot \left(\frac{b_1}{\ell_0}\right) + C \cdot \left(\frac{b_1}{h_0}\right)^2}{1 + \frac{b_1}{\ell_0}}$

$E_g$  — модуль упругости резины, который определяется по диаграммам растяжения образцов резины (предпочтительный метод), либо по значению твердости Шора А (см. табл. 2).

Закон Гука (1) при одноосном сжатии резины можно записать и в таком виде

$$\Delta h_0 = \frac{\sigma \cdot h_0}{E_{ef}}, \tag{3}$$

где  $\Delta h_0$  — абсолютная линейная деформация сжатия резины;  
 $h_0$  — высота (толщина) сжимаемой резины;  
 $\sigma$  — нормальное напряжение сжатия.

Таблица 2 — Связь между твердостью Шора А и модулем упругости  $E_g$  резины

Твердость по Шору А, $H_A$	Модуль упругости резины, $E_g$ , кгс/см <sup>2</sup>	
	A.N. Gent [2]	Ю. К. Растеряев [3]: $E_g = \frac{21,463 \cdot H_A + 156,914}{100 - H_A}$
10	3,8	4,1
20	7,5	7,3
30	11,5	11,5
35	14,4	14,0
40	17,3	17,0
45	21,0	20,4
50	25,0	24,6
55	30,0	29,7
60	37,0	36,1
65	45,0	44,4
70	57,0	55,3
75	73,0	70,7
80	96,0	93,7
90	214,0	208,9

Замечая, что

$$\sigma = q, \quad \Delta h_0 = w \quad (4)$$

и принимая во внимание (2), формулу (3) окончательно запишем в более удобной для практики форме

$$w = \frac{q \cdot h_0}{\psi \cdot E_g} \quad (5)$$

где  $w$  — прогиб массива резины, вызванный действием удельных контактных давлений интенсивности  $q$ .

### 3 Давление между массивной резиновой шиной, нагруженной нормальной нагрузкой, и жестким плоским основанием

По существу, эта задача — контактная задача Герца между упругими телами I и II, которая сводится в конечном итоге к отысканию такого закона распределения давлений  $q = q(\eta, \xi)$  по контактной площади  $\Omega$ , при котором будет удовлетворено [3] интегральное уравнение

$$\frac{1 - \nu_1^2}{\pi \cdot E_1} \cdot \iint_{\Omega} \frac{q \cdot d\Omega}{r} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi \cdot E_2} \cdot \iint_{\Omega} \frac{q \cdot d\Omega}{r} = t - A \cdot x^2 - B \cdot y^2.$$

Что касается величин  $A$  и  $B$ , входящих в правую часть интегрального уравнения, то они находятся из геометрических соображений по заданному виду (по заданной геометрии) упругих недеформированных тел I и II.

Задача Герца для случая эллиптической площади контакта между упругими телами I и II была решена в работе [3], но для других целей. Однако ее решение позволяет с помощью предельных переходов получить решение задачи о контакте массивной шины с жестким плоским основанием, да и с упругим основанием тоже.

Предельный случай эллиптической площади контакта, когда  $a/b \rightarrow \infty$  и  $k = \sqrt{1 - k_0^2} = \sqrt{1 - (b/a)^2} = 1$  ( $a$  и  $b$  — полуоси эллипса), соответствует контакту двух упругих тел с круговыми цилиндрическими поверхностями, соприкасающимися по образующим.

Эллиптическая площадь контакта в этом случае превращается в узкую полосу шириной  $2b$ . Давление по ширине  $2b$  полосы контакта будет распределяться по закону полуэллипса с полуосями  $b$  и  $c$

$$q = q_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{\xi^2}{b^2}}, \quad (6)$$

наибольшее давление в средней линии полосы при  $\xi = 0$

$$q_0 = \frac{3}{2} \cdot \frac{N}{\pi \cdot a \cdot b}, \quad (7)$$

где  $N$  — сила, с которой сдавливаются два цилиндра, соприкасающихся по образующим.

Обозначим через  $q_1^*$  нагрузку на единицу длины полосы контакта (погонная нагрузка интенсивности  $q_1^*$ )

$$q_1^* = \int_{-b}^b q \cdot d\xi = q_0 \cdot \int_{-b}^b \sqrt{1 - \frac{\xi^2}{b^2}} \cdot d\xi = \frac{\pi}{2} \cdot q_0 \cdot b,$$

откуда наибольшее давление в средней линии полосы

$$q_0 = \frac{2 \cdot q_1^*}{\pi \cdot b}. \quad (8)$$

Принимая во внимание равенство (7) и формулу (8), сжимающую цилиндры силу  $N$  можно выразить через значение  $q_1^*$  так

$$N = \frac{4}{3} \cdot q_1^* \cdot a. \quad (9)$$

Ранее (смотри формулы (2.5.62) — (2.5.65) работы [3]) имели

$$a = m \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{\beta_0}{k} \cdot N}, \quad (10)$$

где 
$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot E(k)}{\pi \cdot (1 - k^2)}}, \quad (11)$$

$$k = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}; \quad (12)$$

а также 
$$b = n \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{\beta_0}{k} \cdot N}, \quad (13)$$

$$\text{где } n = m \cdot \sqrt{1-k^2}. \quad (14)$$

Подставляя выражение (9) в формулу (10) и учитывая равенство (11), получим

$$a = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot E(k)}{\pi \cdot (1-k^2)} \cdot \frac{\beta_0}{k} \cdot q_1^* \cdot a}.$$

Возведя обе части полученного равенства в куб и перенося все члены влево, получим кубическое уравнение

$$a^3 - \frac{4 \cdot E(k) \cdot \beta_0}{\pi \cdot (1-k^2) \cdot k} \cdot q_1^* \cdot a = 0,$$

решая которое относительно  $a$ , будем иметь

$$a = \sqrt{\frac{4 \cdot E(k) \cdot \beta_0}{\pi \cdot (1-k^2) \cdot k} \cdot q_1^*}. \quad (15)$$

Подставляя выражение (9) в формулу (13) и учитывая при этом равенства (14) и (11), а также замечая с помощью формулы (2.5.61) работы [3], что

$$a = \frac{b}{\sqrt{1-k^2}},$$

находим

$$b = (1-k^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot E(k)}{\pi \cdot (1-k^2)^{\frac{3}{2}}} \cdot \frac{\beta_0}{k} \cdot q_1^* \cdot b}.$$

Возведя обе части полученного равенства в куб и перенося все члены влево, получим кубическое уравнение

$$b^3 - \frac{4 \cdot E(k) \cdot \beta_0}{\pi \cdot k} \cdot q_1^* \cdot b = 0.$$

Решая это уравнение относительно  $b$ , будем иметь

$$b = \sqrt{\frac{4 \cdot E(k) \cdot \beta_0}{\pi \cdot k} \cdot q_1^*}. \quad (16)$$

При значении  $k = 1$  имеем

$$E(k) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1-k^2 \cdot \sin^2 \varphi_0} \cdot d\varphi_0 = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1-\sin^2 \varphi_0} \cdot d\varphi_0 = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \varphi_0 \cdot d\varphi_0 = 1,$$

тогда из (15) следует, что выражение для большой полуоси  $a$  контурного эллипса действительно обращается в бесконечность. Выражение для малой полуоси  $b$ , то есть для полуширины полосы контакта, принимает вид

$$b = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\beta_0}{k} \cdot q_1^*}. \quad (17)$$

Для рассматриваемых в данной задаче тел с круговыми цилиндрическими поверхностями, соприкасающимися по образующим, их главные кривизны равны:

$$k_{11} = 0, \quad k_{12} = \frac{1}{R_1}, \quad k_{21} = 0, \quad k_{22} = \frac{1}{R_2}.$$

С учетом этого из (12) следует, что

$$k = \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2}. \quad (18)$$

Подставляя равенство (18) в формулу (17), будем окончательно иметь следующее выражение для расчета полуширины полосы контакта:

$$b = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \beta_0 \cdot q_1^* \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}} = 1,1284 \cdot \sqrt{\beta_0 \cdot q_1^* \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}, \quad (19)$$

где

$$\beta_0 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}. \quad (20)$$

Подставляя в формулу (8) значение  $b$  из (19), найдем наибольшее давление, которое возникает в центре площади контакта, где координата средней линии полосы  $\xi = 0$

$$q_0 = 0,5642 \cdot \sqrt{\frac{q_1^*}{\beta_0} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2}}. \quad (21)$$

Давление по ширине  $2b$  полосы контакта будет распределяться по закону полуэллипса

$$q = q_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{\xi^2}{b^2}}, \quad (22)$$

где

$$-b \leq \xi \leq b. \quad (23)$$

Перейдем теперь непосредственно к задаче о контакте массивной шины с весьма жестким плоским основанием.

Пусть свободный радиус шины равен  $R$ , ширина беговой дорожки шины равна  $B$ , а плоское основание, с которым контактирует шина, весьма жесткое и выполнено из стали. Тогда, полагая в формулах (19) – (21), что

$$\begin{aligned} R_1 &= R, & R_2 &= \infty, \\ E_1 &= E_{ef}, & \nu_1 &= \nu_g, \\ E_2 &= \infty, & \nu_2 &= 0,3 \end{aligned} \quad (24)$$

и замечая, что

$$q_1^* = \frac{Q}{B}, \quad (25)$$

где  $Q = N$  – радиальная (нормальная) нагрузка на шину, а также, что длина контакта шины с плоской опорной поверхностью

$$\ell = 2b, \quad (26)$$

будем иметь

$$\ell = 2b = 2,2568 \cdot \sqrt{(1 - \nu_g^2) \cdot \frac{Q \cdot R}{B \cdot E_{ef}}}, \quad (27)$$

$$\frac{\ell}{2} = b = 1,1284 \cdot \sqrt{(1 - \nu_g^2) \cdot \frac{Q \cdot R}{B \cdot E_{ef}}}, \quad (28)$$

$$q_0 = 0,5642 \cdot \sqrt{\frac{E_{ef} \cdot Q}{(1 - \nu_g^2) \cdot B \cdot R}}, \quad (29)$$

$$q = q_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{\xi^2}{(\ell/2)^2}} = q_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{4 \cdot \xi^2}{\ell^2}}, \quad (30)$$

$$\text{где} \quad -\frac{\ell}{2} \leq \xi \leq \frac{\ell}{2}. \quad (31)$$

Максимальный прогиб (максимальная абсолютная радиальная деформация) шины при длине контакта  $\ell$  равен:

$$w = R \cdot \left[ 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{\ell}{2R} \right)^2} \right]. \quad (32)$$

Зная размеры площади контакта  $\Omega$  и распределение по ней давления  $q(\xi, \eta)$ , можно определить перемещения  $u_i$  и компоненты тензора напряжений  $\sigma_{ij}$ .

В нашем случае, когда площадь контакта — полоса шириной  $2b = \ell$ , в точках плоскости, проходящей через среднюю линию площади контакта перпендикулярно последней, компоненты тензора напряжений определяются формулами

$$\begin{aligned} \sigma_{11} &= -2 \cdot \nu_g \cdot q_0 \cdot \left[ \sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot z}{\ell} \right)^2} - \frac{2 \cdot z}{\ell} \right], \quad \sigma_{22} = -q_0 \cdot \left[ \frac{1 + 2 \cdot \left( \frac{2 \cdot z}{\ell} \right)^2}{\sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot z}{\ell} \right)^2}} - 2 \cdot \frac{2 \cdot z}{\ell} \right], \\ \sigma_{33} &= -q_0 \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot z}{\ell} \right)^2}}, \quad \sigma_{12} = \sigma_{23} = \sigma_{31} = 0. \end{aligned} \quad (33)$$

Максимальные касательные напряжения в точках  $(0,0,z)$  определяются равенством:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_{11} - \sigma_{33}}{2} = \frac{q_0}{2} \cdot \left\{ -2 \cdot \nu_g \cdot \left[ \sqrt{1 + \left( \frac{2z}{\ell} \right)^2} - \frac{2z}{\ell} \right] + \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{2z}{\ell} \right)^2}} \right\}. \quad (34)$$

В формулах (33) и (34) координата  $z$  должна охватывать всю толщину резинового массива шины, то есть

$$0 \leq z \leq h_g. \quad (35)$$

#### 4 Практические действия при решении задачи обжатия массивной шины на жесткое плоское основание

В качестве примера рассмотрим расчет массивной дисковой резиновой шины 250×125 (ГОСТ 5883-76Е) клеевого крепления [4], нагруженной нормальной максимальной нагрузкой  $Q = 530,0$  кгс.

Пусть массив этой шины выполнен из резины протектора КГШ, которая имеет следующие упругие параметры:

$$E_g = 41,0 \text{ кгс/см}^2, \quad \nu_g = 0,49.$$

1. Определяем коэффициент формы, учитывающий ужесточение резины в связи с затрудненностью поперечных деформаций в массиве сжатой резины.

Согласно табл. 1 коэффициент формы определяется по формуле

$$\psi = \frac{1,33 + 0,66 \cdot \left(\frac{b_1}{\ell_0}\right) + C \cdot \left(\frac{b_1}{h_0}\right)^2}{1 + \frac{b_1}{\ell_0}},$$

где  $\ell_0$  — длинная сторона прямоугольника сжимаемой резины;

$b_1$  — короткая сторона прямоугольника сжимаемой резины;

$h_0 = h_g = 3,6$  см — толщина сжимаемого резинового прямоугольника в рассматриваемой задаче.

В нашем случае модуль упругости резины  $E_g = 41,0$  кгс/см<sup>2</sup> и, стало быть, согласно табл. 3 коэффициент  $C = 0,175$ .

Таблица 3 — Зависимость коэффициента  $C$  от модуля упругости  $E_g$  резины:

$E_g$ , кгс/см <sup>2</sup>	$C$
21	0,26
21 — 30	0,225
30 — 42	0,175
42 — 54	0,14
54	0,12

За длинную сторону прямоугольника  $\ell_0$  сжимаемой резины следует принять ширину беговой дорожки  $B$ , так как в меридиональном направлении радиус кривизны шины очень большой, а кривизна очень маленькая

$$\ell_0 = B = 10,5 \text{ см}.$$

Что касается короткой стороны прямоугольника сжимаемой резины, то ее следует принять примерно на 14% больше длины  $\ell$  контакта шины с опорной поверхностью, так как окружной радиус кривизны шины очень маленький ( $R = 12,5$  см), а окружная кривизна очень большая, то есть

$$b_1 = 1,14 \cdot \ell,$$



где  $\ell$  — длина контакта шины с опорной плоскостью, обусловленная нормальной максимальной нагрузкой на шину.

Так как нам пока неизвестно значение длины  $\ell$ , то им следует ориентировочно задаться, а затем если потребуется — уточнить это значение.

Пусть  $\ell = 6,353$  см, тогда  $b_1 = 1,14 \cdot 6,353 \approx 7,242$  см, тогда

$$\psi = \frac{1,33 + 0,66 \cdot \left(\frac{\ell}{B}\right) + 0,175 \cdot \left(\frac{\ell}{2,15}\right)^2}{1 + \frac{\ell}{B}} = \frac{1,33 + 0,66 \cdot \left(\frac{7,242}{10,5}\right) + 0,175 \cdot \left(\frac{7,242}{3,6}\right)^2}{1 + \frac{7,242}{10,5}} = 1,4756.$$

2. Определяем по формуле (2) эффективный модуль сжимаемой резины

$$E_{ef} = \psi \cdot E_g = 1,4756 \cdot 41,0 = 60,4996 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

3. По формуле (27) определяем длину контакта шины с опорной поверхностью, вызванную нормальной максимальной нагрузкой на шину

$$\ell = 2,2568 \cdot \sqrt{(1 - \nu_g^2) \cdot \frac{Q \cdot R}{B \cdot E_{ef}}} = 2,2568 \cdot \sqrt{(1 - 0,49^2) \cdot \frac{530 \cdot 12,5}{10,5 \cdot 60,4996}} = 6,353 \text{ см}.$$

4. Определяем по формуле (29) наибольшее удельное контактное давление

$$q_0 = 0,5642 \cdot \sqrt{\frac{E_{ef} \cdot Q}{(1 - \nu_g^2) \cdot B \cdot R}} = 0,5642 \cdot \sqrt{\frac{60,4996 \cdot 530}{(1 - 0,49^2) \cdot 10,5 \cdot 12,5}} \approx 10,1165 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

5. Рассчитываем в диапазоне  $-3,1765 \text{ см} \leq \xi \leq 3,1765 \text{ см}$  согласно формуле (30) распределение удельных контактных давлений по длине  $\ell$  контакта.

Эпюра распределения удельных контактных давлений, вызванных нормальной максимальной нагрузкой  $Q$ , по длине  $\ell$  контакта массивной шины с жесткой опорной поверхностью дана на рис. 1.

6. Определяем среднее удельное давление

$$q_{cp} = \frac{Q}{B \cdot \ell} = \frac{530}{10,5 \cdot 6,353} \approx 7,9452 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

7. Определяем по формуле (32) прогиб (абсолютную радиальную деформацию) шины

$$w = R \cdot \left[ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\ell}{2R}\right)^2} \right] = 12,5 \cdot \left[ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{6,353}{2 \cdot 12,5}\right)^2} \right] \approx 0,41 \text{ см} = 4,1 \text{ мм}.$$

8. По формулам (33) и (34) в диапазоне (35) рассчитываем компоненты тензора напряжений, возникающих в точках плоскости, которая проходит в резиновом массиве шины через среднюю линию площади

контакта перпендикулярно последней. Результаты расчета даны в табл. 4 и иллюстрированы рис. 2 и рис. 3.

Таблица 4 – Расчетные значения нормальных  $\sigma_{ij}$  и касательных  $\tau_{max}$  напряжений, возникающих в массиве резины шины

z, мм	$\sigma_{11}$ , МПа	$\sigma_{22}$ , МПа	$\sigma_{33}$ , МПа	$\tau_{max}$ , МПа
0,000000	-0,9914155	-1,0116484	-1,0116484	0,0101165
3,600000	-0,8854037	-0,8017328	-1,0052136	0,0599049
7,200000	-0,7918473	-0,6293934	-0,9866216	0,0973871
10,800000	-0,7100756	-0,4913309	-0,9578031	0,1238637
14,400000	-0,6390956	-0,3828826	-0,9213941	0,1411492
18,000000	-0,5777323	-0,2988848	-0,8801607	0,1512142
21,600000	-0,5247592	-0,2343731	-0,8365639	0,1559024
25,200000	-0,4789957	-0,1850008	-0,7925413	0,1567728
28,800000	-0,4393659	-0,1471957	-0,7494693	0,1550517
32,400000	-0,4049251	-0,1181447	-0,7082330	0,1516540
36,000000	-0,3748640	-0,0956930	-0,6693357	0,1472358

Из табл. 4 видно, что все точки резинового массива по оси z находятся в условиях трехосного сжатия.

9. Из-за гистерезисных потерь в резине при циклических напряжениях во время качения шины происходит нагрев массива ее резины. Это, с одной стороны, ухудшает упругие характеристики резины, а с другой стороны, может привести к преждевременному разрушению массивной шины.

Для предварительной оценки температуры нагретой шины воспользуемся формулой Козлова А.Г. [5], но с некоторыми уточнениями

$$T = 80 \cdot K \cdot \frac{Q \cdot V}{E_{ef} \cdot B} + t_b,$$

где  $T$  – температура нагретой шины, °С;  
 $V$  – скорость движения, км/ч;  
 $Q$  – статическая нагрузка на шину, кгс;  
 $E_{ef}$  – эффективный модуль сжимаемой резины, кгс/см<sup>2</sup>;  
 $B$  – ширина беговой дорожки шины, см;  
 $t_b$  – температура окружающего воздуха,  $t_b = 25$  °С;  
 $K$  – коэффициент, учитывающий влияние геометрических размеров шины.

Коэффициент  $K$ , учитывающий влияние геометрических размеров шины, определяется по формуле

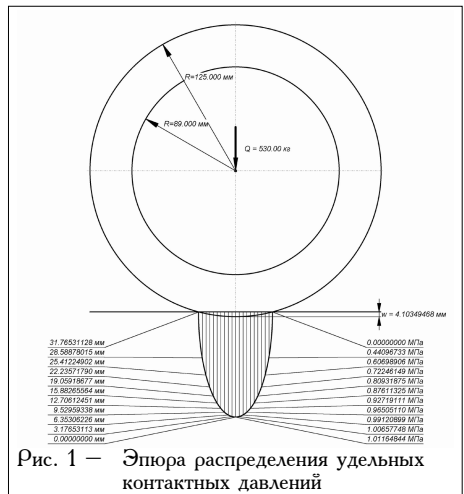
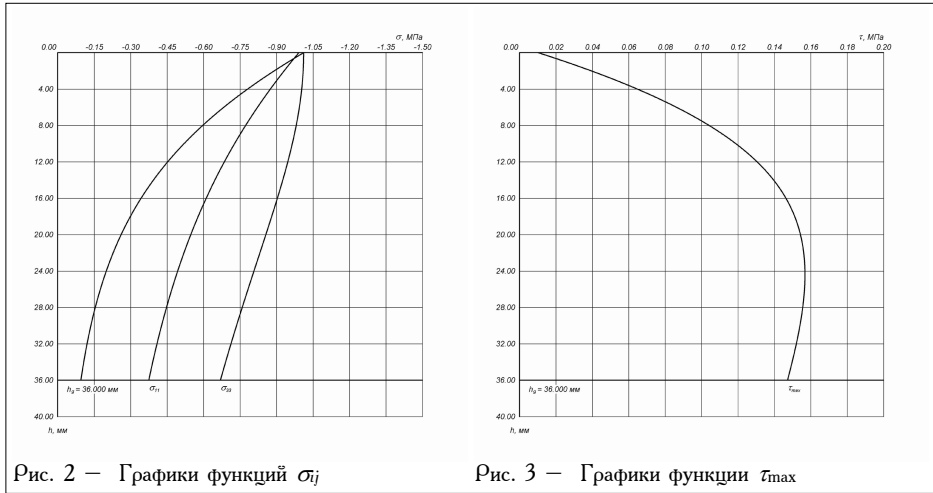


Рис. 1 – Эпюра распределения удельных контактных давлений

Рис. 2 – Графики функций  $\sigma_{ij}$ Рис. 3 – Графики функции  $\tau_{\max}$ 

$$K = \frac{R_{cm}^2 - (R_{cm} - 0,555 \cdot h_g)^2}{R_{cm}^2 - (R_{cm} - h_g)^2} \cdot \left[ 0,5 - \frac{2 \cdot (R_{cm} - 0,555 \cdot h_g)^2}{(2 \cdot R_{cm} - h_g)^2} \right],$$

где  $h_g$  – толщина резинового массива шины, см;

$R_{cm} = R - w$  – статический радиус шины, см;

$R$  – свободный радиус шины, см;

$w$  – прогиб шины (абсолютная радиальная деформация шины);

0,555 – эмпирический коэффициент, характеризующий положение точки с максимальной температурой.

Для расчета по двум предыдущим формулам коэффициента  $K$ , учитывающего влияние геометрических размеров шины, и температуры  $T$  нагретой шины имеем следующие исходные данные

$$V = 70 \text{ км/час}, \quad Q = 530 \text{ кг/с}, \quad E_{ef} = 60,4996 \text{ кг/см}^2, \quad B = 10,5 \text{ см}, \quad t_g = 25 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$R = 12,5 \text{ см}, \quad w = 0,41 \text{ см}, \quad R_{cm} = R - w = 12,09 \text{ см}, \quad h_g = 3,6 \text{ см}.$$

Принимая во внимание эти данные, будем иметь:

$$K = \frac{12,09^2 - (12,09 - 0,555 \cdot 3,6)^2}{12,09^2 - (12,09 - 3,6)^2} \cdot \left[ 0,5 - \frac{2 \cdot (12,09 - 0,555 \cdot 3,6)^2}{(2 \cdot 12,09 - 3,6)^2} \right] = 1,1399876 \cdot 10^{-2},$$

$$T = 80 \cdot 1,1399876 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{530 \cdot 70}{60,4996 \cdot 10,5} + 25^\circ\text{C} \approx 78,26^\circ\text{C}.$$

10. Определяем коэффициент сопротивления качению  $f$  массивной шины по ровному горизонтальному твердому покрытию по известной формуле

$$f = 0,12 \cdot \sqrt{\frac{w}{2 \cdot R}} = 0,12 \cdot \sqrt{\frac{0,41}{2 \cdot 12,5}} = 0,01537.$$

**СПИСОК ЛИТЕЛАТУРЫ**

1. Создание участка и освоение производства радиальных шин 33.00R51, армированных металлокордом: Отчет № 36/70-94 по ОКР по хоздоговору № 67-1-93 / НИИ КГШ; Рук. Растеряев Ю.К., Каспаров А.А. —Днепропетровск, 1994. —92 с.
2. Gent A.N. Trans / JRJ. —1958. —V. 46, № 34.
3. Растеряев Ю.К.. Связь между твердостью Шора А и модулем упругости у резин. Часть 2. — Днепропетровск: НИИ КГШ, 1993. —40 с.
4. Савосин В.С., Бограчев М.Л. Массивные шины (конструкция, изготовление, эксплуатация). —М.: Химия, 1981, —С. 107.
5. Козлов А.Г. Труды Академии БТ и МВ, 1941. —№ 2. —С. 71-95.