

ность модели формировалось абразивным диском с зерном 2,5 мм, со сферической поверхностью контакта, свободно вращающимся на оси поджатой постоянной силой к рабочей поверхности.

Таблица 1 – Результаты испытаний

d , мм	40	40	40	40	40
D , мм	40	42,5	45,0	47,5	50,0
Δh , мм	1,42	1,44	1,49	1,55	1,64

Износ определялся скоростью изнашивания различных по D образцов валов при фиксированном времени испытаний. Результаты испытаний представлены таблицей. Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что:

- износостойкость резиновых рабочих поверхностей ВК от их предварительно напряженного состояния выражена зависимостью близкой к линейной;
- реальный предел посадок рабочих поверхностей на вал, определяемый отношением D/d и лежащий в диапазоне 10-20 %, не приводит к значительной потере износостойкости рабочих поверхностей ВК, и составляет не более 10-12 % и может быть всегда восполнен увеличением толщины рабочего слоя поверхности рабочего органа ВК.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Бартеньев Г.М., Лаврентьев В.В. Трение и износ полимеров. –Л.: Химия, 1972. –240 с.
2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. –М.: Машиностроение, 1977. –526 с.
3. Физическая природа разрушения / Куликов Д.В., Мекалова Н.В., Закирничная М.М.; Под ред. проф. И.Р. Кузеева. –Уфа, 1999.
4. Чичинадзе А.В., Матвиевский Р.М., Браун Э.Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. –М.: Наука, 1986. –248 с.

УДК 678.074:539.3

Овчаренко Ю.Н., Бондаренко Л.Н.

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ЭЛАСТОМЕРОВ

Розглядається задача знаходження коефіцієнта подолання опору коченню для деталей, виготовлених із еластомерних матеріалів.

TO A QUESTION OF DEFINITION OF FACTOR OF ROLLING RESISTANCE FOR DETAILS FROM ELASTOMERS

The problem of a determination of factor of overcoming of rolling resistance for the details made of elastomeric materials is considered.

Во второй половине 19 века (1882) немецкий ученый Г. Герц опубликовал теорию контактных деформаций. Это событие, скорее всего, и натолкнуло его современника, английского инженера О. Рейнольдса, на мысль о том, что причиной сопротивления качению является скольжение в месте контакта.

Несколько упрощенный вывод Рейнольдса выглядит так. Если, например, цилиндр радиусом R бесконечной жесткости при вдавливании катится по плоскости конечной жесткости, то скорость скольжения поверхности цилиндра по дуге контакта будет различной: нулевой в мгновенной точке и максимальной в начале контакта между цилиндром и плоскостью. Если цилиндр (рис. 1) перемещается в направлении, указанном стрелкой, то круговая скорость будет

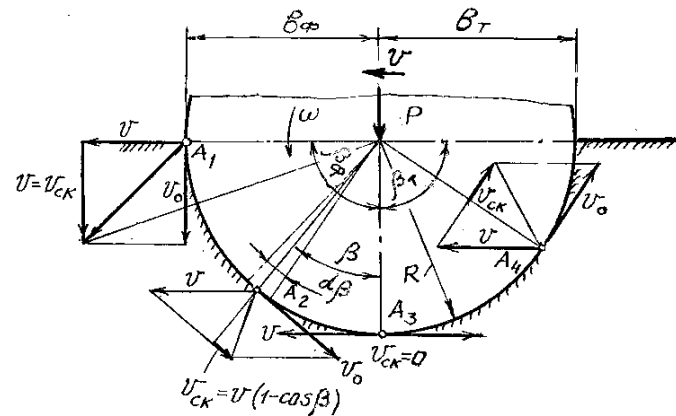


Рис. 1 – Схема к определению сопротивления качению от трения в зоне контакта

$$V_0 = \omega R,$$

где ω – угловая скорость цилиндра.

Вследствие того, что углы между векторами скоростей V и V_0 в каждой точке контакта разные, то их результирующая будет различной, увеличиваясь по величине с приближением к поверхности площади.

Скорость скольжения в любой точке, определяемой углом β , измеряемом от вертикали,

$$V_{ck} = V(1 - \cos \beta) \approx V(\beta^2 / 2). \quad (1)$$

Мощность, затраченная на трение в этой точке будет

$$dN_{mp} = fRNV\sigma(\beta)(\beta^2 / 2) d\beta, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения скольжения между поверхностями контакта;
 $\sigma(\beta)$ – величина контактных давлений.

Величина напряжений в точке, определяемой углом β при синусоидальном распределении напряжений

$$\sigma(\beta) = \sigma_0 \sin \frac{\pi(b - \beta R)}{2b} = \sigma_0 \cos \frac{\pi R \beta}{2b}, \quad 0 \leq \beta \leq \frac{b}{R}, \quad (3)$$

где $\sigma_0 = 0,564[PE/BR(1 - \mu^2)]^{1/2}$ – величина максимальных контактных напряжений [1];

μ – коэффициент Пуассона эластомера;

$b = 1,131[PR(1 - \mu^2/BE)]^{1/2}$ – полуширина площадки контакта;

B – длина цилиндра.

Максимальная величина угла β определяется с учетом равенства фронтальной b_ϕ и тыльной b_m полуширин контакта, считая скорость цилиндра такой, при которой перемещение деформаций на тыльной стороне контакта поспевает за поверхностью цилиндра.

С учетом этого

$$\beta = \beta_\phi = \beta_m = \arcsin(b/R) = b/R. \quad (4)$$

Мощность на преодоление трения скольжения на дуге $\beta_0 = \beta_\phi + \beta_m$

$$N_{ск} = BfRV\sigma_0 \int_0^{b/R} \beta^2 \sin \frac{\pi(b-\beta R)}{2b} d\beta = 2,9 \frac{BfRV\sigma_0^4}{E^3} \quad (5)$$

Известны и апробированы на практике величины коэффициентов сопротивления перекачиванию λ [2].

В таком случае, например, при $\lambda = 0,020$; $R = 160$ мм; $P = 6,3$ кН; $E = 10$ МПа; $f = 0,7$; $B = 100$ мм и $V = 0,5$ м/с мощность, необходимая на преодоление скольжения в месте контакта (5) составит $N_{ск} = 46$ Вт, а суммарная мощность на преодоление скольжения и гистерезисных потерь [2] $N_{см} = 109$ Вт. Таким образом, сопротивление скольжению в месте контакта составляет около 40 % от общего.

Следовательно, даже для деталей качения из эластомера, доля скольжения не превышает половины от общего сопротивления. Отметим, что для деталей из металла эта доля на порядок ниже.

Целью статьи является определение сопротивления качению с учетом гистерезисных потерь.

Энергетические потери как при растяжении – сжатии, так и при качении характеризуются долей α максимальной упругой энергии, запасенной в теле за цикл нагружения. Коэффициент α обычно называется коэффициентом гистерезисных потерь.

Известно, что площадь петли гистерезиса аналитически не определена даже для простого растяжения – сжатия и находится обычно через коэффициент гистерезисных потерь, который определяется экспериментально.

Упругая энергия при качении цилиндра единичной длины радиусом R по плоскости может быть определена величиной работы, совершенной давлением на фронтальной (рис. 2) области контакта, в частности

$$dE_1 = \omega dt \int_0^b \sigma(x) x dx.$$

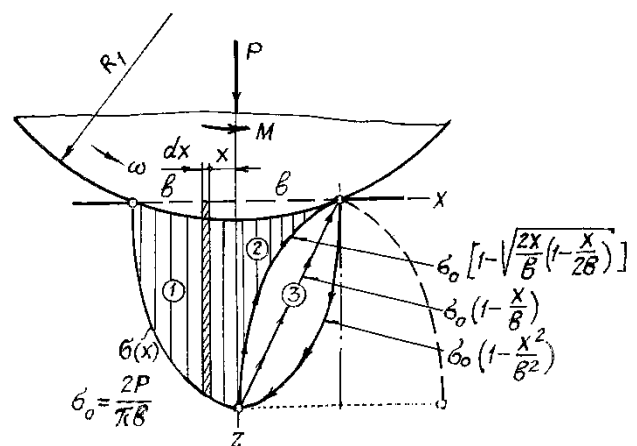
Поскольку по теории Герца [1] контактные напряжения распределяются по полуэллипсу, то для цилиндра

$$d\sigma_1 = \frac{2}{\pi} \\ dE_1 = \omega dt \left(\frac{2P}{\pi b} \int_0^b \right)$$

Скорость диссипации энергии на этой области контакта

$$\dot{E}_1 = \frac{2Pb}{3\pi} \cdot \frac{V}{R} \quad \text{и}$$

Коэффициент гистерезисных потерь, выраженный через скорости диссипации энергии на фронтальной (\dot{E}_1) и тыльной (\dot{E}_2) областях контакта и гистерезисные потери (\dot{E}_3) равен [4]



1 – фронтальные упругие (по Герцу); 2 – один из вариантов упругих тыльных, совершаемых против фронтальных; 3 – два из вариантов петли гистерезисных потерь

Рис. 2 – Эпюры давлений при качении цилиндра по плоскости

$$\alpha = 1 - \dot{E}_2 / \dot{E}_1 = \left(1 - \frac{\dot{E}_1 - \dot{E}_3}{\dot{E}_2} \right) = \dot{E}_3 / \dot{E}_1. \quad (9)$$

Результирующий момент, необходимый для поддержания качения, найдем из выражения

$$M\omega = (1 - \dot{E}_2 / \dot{E}_1) \cdot \dot{E}_1 = \frac{V}{R} \cdot \frac{2Pb}{3\pi} \cdot \frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_1}. \quad (10)$$

Имея величину момента, можно перейти к величине коэффициента трения качения

$$k = \frac{M}{P} = (1 - \dot{E}_2 / \dot{E}_1) \frac{2b}{3\pi} = \frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_1} \cdot \frac{2b}{3\pi} = \alpha \frac{2b}{3\pi} \quad (11)$$

или к коэффициенту сопротивления перекачиванию, приходящегося на гистерезисные потери

$$\mu_r = \alpha \frac{2b}{3\pi R}. \quad (12)$$

Вся сложность при определении величин k или μ_r состоит в нахождении скорости диссипации \dot{E}_3 , уменьшающей ее величину на тыльной стороне эюры. Для этого необходимо знать форму петли гистерезиса.

Рассмотрим четыре, на наш взгляд, граничные ее формы.

1. Пусть кривые восходящей и нисходящей петли гистерезиса, обусловленные несовершенной упругостью, симметричны относительно линии, соединяющие крайние точки полуосей эллипса. Естественно, что площадь петли гистерезиса будет зависеть от соотношения полуосей b и σ_0 .

Уравнение восходящей ветви эллипса

$$\sigma_2(x) = \frac{2P}{\pi b} \left[1 - \sqrt{\frac{2x}{b} \left(1 - \frac{x}{2b} \right)} \right]. \quad (13)$$

Теперь

$$dE_2 = \omega dt \left[\frac{2P}{\pi b} \int_0^b \left(1 - \sqrt{\frac{2x}{b} \left(1 - \frac{x}{2b} \right)} \right) x dx \right] \quad (14)$$

или

$$\dot{E}_2 = 0,08 \frac{Pb}{\pi} \cdot \frac{V}{R}.$$

При известных величинах \dot{E}_1 и \dot{E}_2 величина гистерезисных потерь

$$\alpha = (1 - \dot{E}_2 / \dot{E}_1) = \dot{E}_3 / \dot{E}_1 = 1 - 0,24 / 2 = 0,88. \quad (15)$$

Следовательно, в этом случае

$$k = \alpha \frac{2b}{3\pi} = 0,187b \quad \text{или} \quad \mu_r = 0,187 \frac{b}{R}, \quad (16)$$

а поскольку величина полуширины пятна контакта b при контакте цилиндра с плоскостью известна (3), то

$$k = 0,12 \frac{P}{B\sigma_0} \quad \text{или} \quad \mu_r = 0,12 \frac{P}{BR\sigma_0}. \quad (17)$$

Если принять данные, приведенные выше, то $\mu_2 = 0,036$, что превышает справочную величину сопротивления перекачиванию $\mu_0 = 0,015...0,025$ при бетонном основании [2] и μ_2 может быть равно μ_0 при, например, $R = 380...230$ мм.

2. Предположим, что петля гистерезиса занимает всю тыльную сторону эпюры давлений, т.е. $\alpha = 1$. Этим значениям α соответствует радиус $R = 430...260$ мм.

3. Легко установить, что при $\alpha = 0$, т.е. $\dot{E}_2 = \dot{E}_1$, а $\dot{E}_3 = 0$ (петля гистерезиса отсутствует) и $\mu_2 = 0$, что предполагает абсолютную упругость материалов тела качения и плоскости.

4. Если предположить, что восходящая ветвь петли гистерезиса проходит по прямой, соединяющей точки осей четверти эллипса, уравнение которой $\sigma(x) = \sigma_0(1 - x/b)$, то аналогично доказательству пункта 1 легко получить, что $\alpha = 0,5$.

Зависимость коэффициента сопротивления перекачиванию μ_2 , приходящегося на гистерезисные потери в зависимости от радиуса цилиндра, показана на рис. 3.

Анализ рис. 3 показывает, что коэффициент сопротивления перекачиванию, который приходится на гистерезисные потери для эластомеров с $E = 10$ МПа, реально может существовать только при радиусах цилиндра $R \geq 100$ мм (при условии, что сопротивление на скольжение будет нулевым).

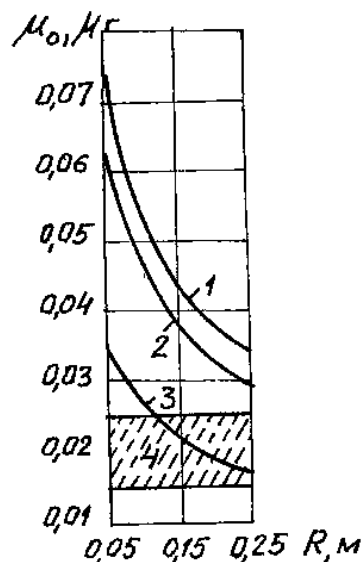
Если из уравнения (5) учесть составляющую на трение скольжения в месте контакта, то, например, при $\alpha = 0,5$ (четвертый случай) и $R = 150$ мм, $\mu_{ск} = 0,015$, а $\mu_2 = 0,0212$, т.е. $\mu = \mu_{ск} + \mu_2 = 0,036$, что превышает справочную величину сопротивления перекачиванию $\mu = 0,015...0,025$ [2].

При $R = 250$ мм и этих же данных $\mu_2 = 0,0164$ и $\mu_{ск} = 0,0055$, т.е. $\mu = 0,022$, что входит в справочную величину μ [2].

Таким образом, конструктор, заказывая материаловеда необходимые значения модуля упругости и коэффициента Пуассона, задавшись радиусом детали качения, может добиться такого соотношения между составляющими коэффициента перекачивания, приходящегося на трение скольжения в месте контакта и гистерезисные потери, сумма которых будет соответствовать значению его справочной величины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. –К.: Наук. думка, 1988. – 736 с.



1 – $\alpha = 1$; 2 – $\alpha = 0,88$; 3 – $\alpha = 0,5$; 4 – справочная величина коэффициента сопротивления перекачиванию
Рис. 3 – Зависимость коэффициента сопротивления перекачиванию, приходящегося на гистерезисные потери от радиуса цилиндра

2. Подъемно-транспортные машины / Красников В.В., Дубинин В.Ф., Акимов В.Ф. и др. – М.: Агропромиздат, 1987. – 272 с.
3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
4. Деформаційні опори в машинах / Бондаренко Л.М., Довбня М.П., Ловейкін В.С. – Дніпропетровськ: РВА Дніпро VAL, 2002. – 200 с.

УДК 539.3/4

Растеряев Ю.К., Агальцов Г.Н.

СОСТАВНЫЕ РЕЗИНОКОРДНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И МЕХАНИКА ИХ ДЕФОРМИРОВАНИЯ

У статті досліджується механіка роботи шаруватих гумокордних матеріалів типу каркасів радіальної та діагональної шин.

COMPOUND RUBBER-CORD MATERIALS AND MECHANICS OF THEIR DEFORMING

In paper the mechanics of work of layered rubber-cord materials such as carcasses of radial and diagonal tires is investigated

1. Краткая историческая справка

Диагональная шина имеет каркас в виде пакета, составленного из обрешиненных слоев корда с взаимно перекрещивающимися направлениями нитей. В радиальных шинах такую структуру имеет бреккер, а каркас состоит из резинокордных слоев, нити которых совпадают по направлению с меридианами шины.

Упругие свойства составных (слоистых) резинокордных материалов, образующих стенки пневматической шины, не достаточно изучены и начали привлекать серьезное внимание исследователей только в последние три десятилетия.

Упругие свойства составных резинокордных стенок шины (модули упругости и сдвига, коэффициенты Пуассона, параметры жесткостей) анизотропны, то есть изменяются с изменением направления.

Эксплуатационные характеристики пневматической шины в первую очередь определяются упругими анизотропными свойствами ее составных резинокордных стенок. Например, угол нитей корда в точках короны, обеспечивающий максимальное сопротивление протектора износу у радиальной шины с металлокордным бреккером, отличается для такого же размера радиальной шины с бреккером из текстильных нитей корда. Если этот факт при изготовлении шин с использованием всех имеющихся типов кордов и составов резин будем устанавливать путем различных испытаний шин методом проб и ошибок, то потребуются значительные средства и время. Поэтому, для оптимизации того или иного эксплуатационного параметра шины на стадии ее проектирования, необходимо уметь теоретически определять (рассчитывать) упругие анизотропные свойства и законы деформирования составных резинокордных стенок шины. Теория о механике работы анизотропных составных резинокордных материалов, как в случае шин, нужна и должна по экономическим соображениям использоваться для анализа технических достоинств возможных конструкций пневматических шин.

Если обратиться к истории, то первое упоминание в научной литературе о том, что позднее получило название анизотропии, можно найти в описании экспериментов, которые провел в 1741 году Бюффон (Buffon). В ходе этих экспериментов Бюффон исследовал зависимость прогибов от внешних нагрузок и прочность на разрыв дубовых балок. Однако лишь