

УДК 629.3.027.74

С.А. Коростелев, А.В. Горбачев, Ю.В. Медведев

**НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ВНЕШНЕЙ ШИНЫ  
ДВУХСКАТНОГО ОПОРНОГО КАТКА ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ**

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова

Рассмотрен процесс взаимодействия внешней резиновой шины двухскатного опорного катка гусеничного движителя с беговой дорожкой звеньев, расположенных на опорной ветви обвода. Проанализированы три случая нагружения опорного катка: ось катка параллельна плоскости беговой дорожки звена; плоскость беговой дорожки расположена под углом относительно оси катка; переезд через единичное препятствие. Для указанных случаев выполнен расчет напряженно-деформированного состояния внешней шины опорного катка. Для описания механических свойств резины применяется упругий потенциал Трелоара. Металлические части катка представляются как абсолютно жесткое тело. Внешняя шина жестко соединена с металлической частью катка. Учитывается влияние сил трения на перемещение поверхности резины в области контакта с трактом. Рассматриваемая задача решается в цилиндрической системе координат; численное решение осуществляется методом конечных элементов.

В результате расчета получены поля перемещений, деформаций, напряжений и удельной энергии деформации, давление в области контакта шины и беговой дорожки звена, а также характеристики радиальной жесткости резиновой шины опорного катка гусеничного движителя.

*Ключевые слова:* гусеничный движитель, опорный каток, внешняя шина, резиновый элемент, напряженно-деформированное состояние.

**Введение**

Опорный каток является одним из высоконагруженных элементов гусеничного движителя. При качении по полотну гусеничной цепи каток подвергается нагрузке не только от веса машины, но и значительным динамическим нагрузкам, вызванным звенчатостью цепи, неровностью опорной поверхности пути и колебаниями корпуса гусеничной машины. Для снижения динамических нагрузок, действующих на элементы гусеничного движителя, в конструкциях быстроходных гусеничных машин применяют опорные катки с внешней резиновой шиной, что позволяет повысить срок службы гусеницы и подшипников опорного катка, снизить шум и вибрации. Это преимущество особенно ярко проявляется при движении на транспортных режимах с большими скоростями по твердым каменистым грунтам и булыжнику [1, 2]. При качении опорного катка по гусеничному полотну резиновая шина испытывает большие деформации, носящие циклический характер, в результате происходит саморазогрев резины, что может приводить к термомеханическому разрушению [2-5].

Внешняя ошиновка – основной элемент, лимитирующий долговечность опорного катка. Вообще долговечность резиновых элементов зависит от целого ряда факторов: время воздействия нагрузки, характер ее изменения, температуры, физических и химических свойств эластомера, влияние окружающей среды и т.д. Для оценки усталостной выносливости резины от механического воздействия при сложном режиме нагружения применяют зависимости, в основе которых лежит энергетический критерий – удельная энергия деформации [6-8]. Зависимость усталостной выносливости от удельной энергии деформации в изотермических условиях определяется выражением (1) [7]:

$$N = (W_p/W)^{n_w}, \quad (1)$$

где  $N$  – количество циклов нагружения до разрушения;  $n_w$  – коэффициент усталостной выносливости резины;  $W_p$  – работа разрушения при однократном нагружении;  $W$  – удельная энергия деформации при циклическом нагружении.

Таким образом, для оценки работоспособности внешней шины необходимо знать ее напряженно-деформированное состояние (НДС). Резиновая шина испытывает сложное НДС, поэтому энергия деформации определяется с помощью потенциала Треолара [9-13] (2):

$$W = C_1(I_1 - 3) + \frac{1}{D_1}(J - 1)^2, \quad (2)$$

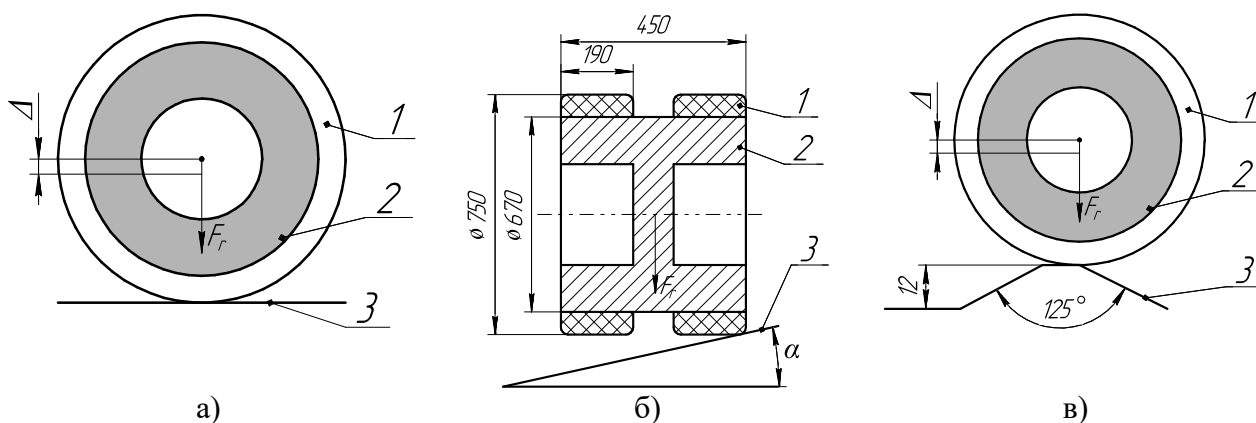
где  $W$  – удельная энергия деформации;  $I_1$  – первый инвариант тензора меры деформации;  $C_1$ ,  $D_1$  – постоянные материала;  $J$  – определитель градиента деформации. Значения  $C_1$  и  $D_1$  соответствуют значению модуля упругости  $G = 4,3$  МПа и коэффициенту Пуассона 0,495.

В настоящей работе определяется НДС внешней шины двухскатного опорного катка гусеничного движителя (рис. 1) для трех случаев взаимодействия опорного катка и беговой дорожки гусеничной цепи.

Первый случай – движение гусеничной машины по горизонтальной поверхности пути. Рассматривается взаимодействие упругого цилиндра внешней шины опорного катка с абсолютно жесткой недеформируемой плоскостью беговой дорожки, ось цилиндра параллельна плоскости (рис. 1а).

Второй случай – наезд гусеницы (трака) на единичное препятствие, приводящий к повороту трака относительно продольной оси гусеничного полотна. Рассматривается взаимодействие упругого цилиндра внешней шины с наклонной плоскостью, ось цилиндра располагается под углом относительно плоскости (рис. 1б).

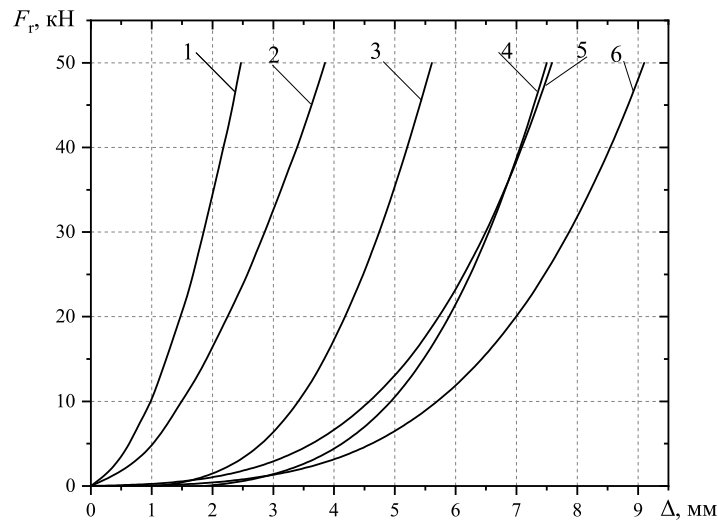
Третий случай – проезд гусеничной машины через единичное препятствие, приводящий к повороту траков относительно осей шарниров. Рассматривается взаимодействие упругого цилиндра внешней шины с поверхностью, образованной двумя траками (рис. 1в).



**Рис. 1. Расчетные схемы нагружения резиновой шины опорного катка**  
 а – внешняя шина опорного катка, б – ступица опорного катка, в – беговая дорожка

Одним из основных интегральных показателей внешней резиновой шины опорного катка, оказывающим влияние на возможность снижения динамических нагрузок, а также на сопротивление перекатыванию катка по беговой дорожке, является характеристика радиальной жесткости. На рис. 2 представлены характеристики радиальной жесткости двухскатного опорного катка для рассматриваемых случаев взаимодействия опорного катка и беговой дорожки. Для всех рассмотренных случаев характеристика радиальной жесткости опорного катка является нелинейной. Нелинейность характеристики обусловлена, в первую очередь, изменением граничных условий в процессе увеличения радиальной силы, а также изменением формы сечения шины в области деформирования, т.е., геометрической нелинейностью. Снижение радиальной жесткости опорного катка при увеличении угла наклона беговой дорожки звена относительно оси катка и при проезде единичного препятствия также объясняется изменением граничных условий для этих случаев взаимодействия, а именно – уменьшением площади поверхности внешней шины, находящейся в контакте с беговой дорожкой звена. Для угла наклона беговой дорожки относительно оси опорного катка более  $1^\circ$  в рас-

смотренном диапазоне нагрузок для представленной конструкции (рис. 1) вся нагрузка воспринимается лишь одной шиной, чем и объясняется значительное снижение радиальной жесткости (рис. 2).



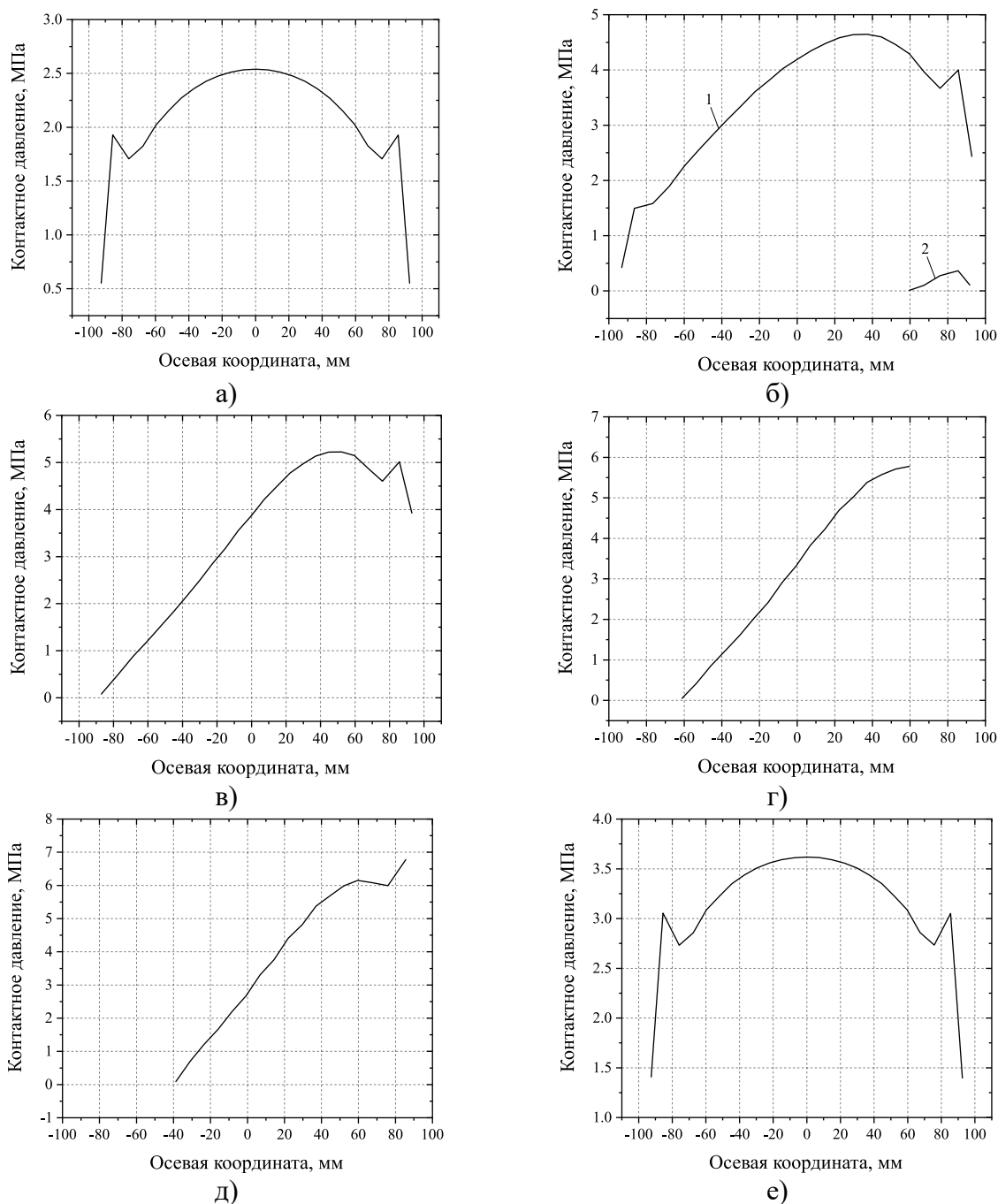
**Рис. 2. Характеристика радиальной жесткости опорного катка, угол наклона:**  
1 – 0°; 2 – проезд единичного препятствия; 3 – 1°; 4 – 2°; 5 – 3°; 6 – 4°

Процесс деформирования резиновой шины опорного катка во время контакта с беговой дорожкой сопровождается перемещением в осевом направлении поверхности шины, находящейся в контакте с беговой дорожкой. В результате внешняя поверхность шины подвергается износу. Интенсивность износа зависит от величины давления в контакте шины и беговой дорожки, а также от величины перемещения поверхности шины относительно беговой дорожки. Для оценки интенсивности износа поверхности резинового элемента применяется удельная работа силы трения,  $A$ , МДж/м<sup>2</sup> [14]:

$$A = \int_0^{\Delta} P(u) f_{mp} w(u) du, \quad (3)$$

где  $u$  – осадка резинового элемента, мм;  $P(u)$  – давление в контакте резинового элемента и беговой дорожки, МПа;  $w(u)$  – осевое перемещение точки поверхности РЭ, находящейся в контакте с беговой дорожкой, мм;  $f_{mp}$  – коэффициент трения между поверхностью РЭ и беговой дорожкой.

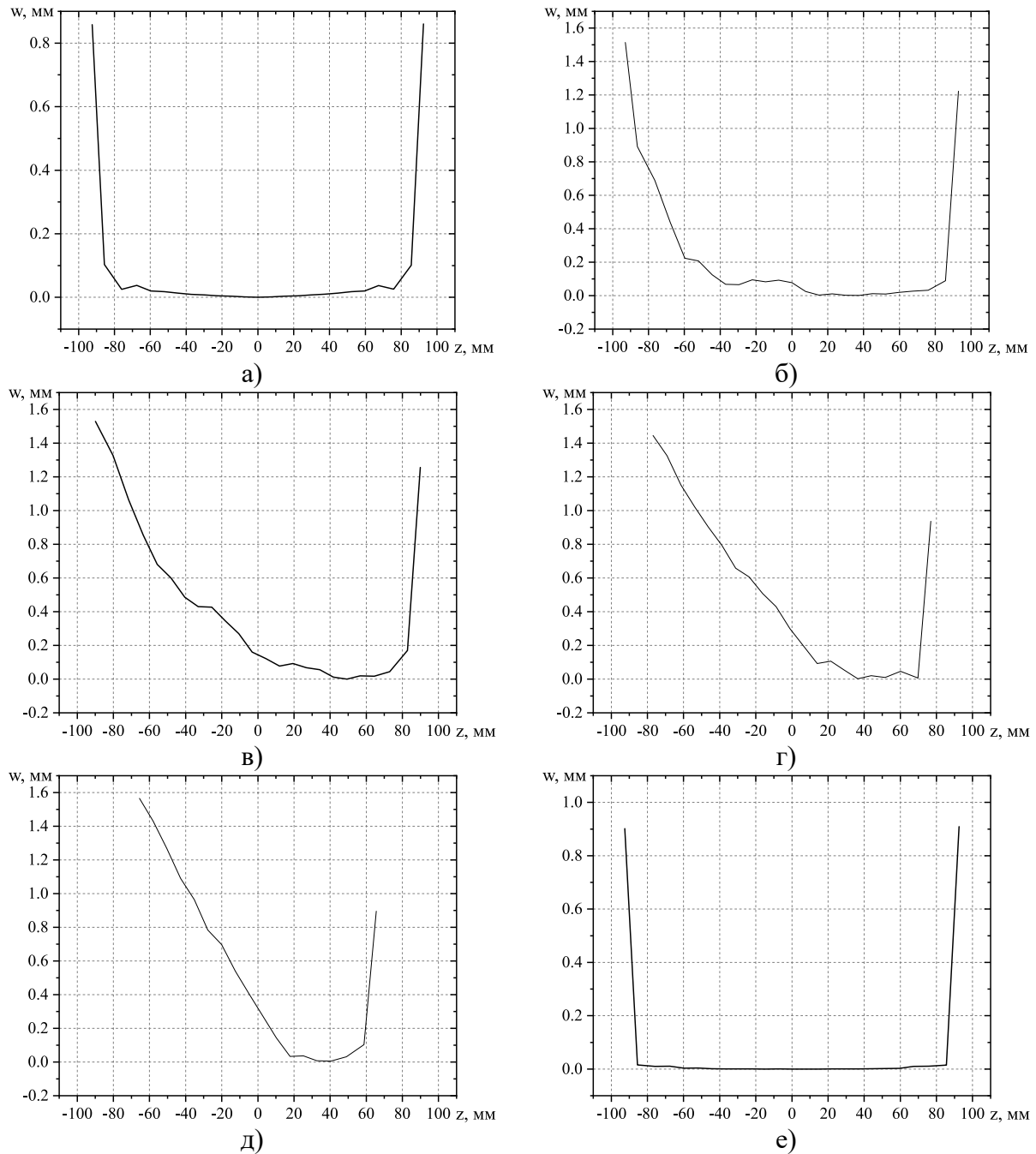
На рис. 3 представлены эпюры давления в области контакта шины и беговой дорожки для углов наклона опорной поверхности в диапазоне от 0° до 4° и для случая проезда единичного препятствия. Для угла наклона опорной поверхности от 0° до 1° обе шины опорного катка (рис. 3б) находятся в контакте с беговой дорожкой. При углах наклона плоскости беговой дорожки более 1° левая шина двускатного опорного катка (рис. 1, б) не контактирует с беговой дорожкой, поэтому эпюры рисунках представлены для правой шины. Рост контактного давления при изменении угла наклона опорной поверхности связан с тем, что нагрузка неравномерно распределяется между шинами катка. Максимальное значение контактного давления увеличивается при изменении угла наклона опорной поверхности к оси опорного катка. Так для угла наклона: 1° – в 1,8 раза; 2° – в 2 раза; 3° – в 2,2 раза; 4° – в 2,64 раза. При преезде единичного препятствия контактное давление увеличивается в 1,4 раза.



**Рис. 3. Эпюры контактного давления в плоскости действия радиальной силы, угол наклона:**  
 а – 0°; б – 1°; в – 2°; г – 3°; д – 4°; е – проезд единичного препятствия;  
 1 – правая шина; 2 – левая шина

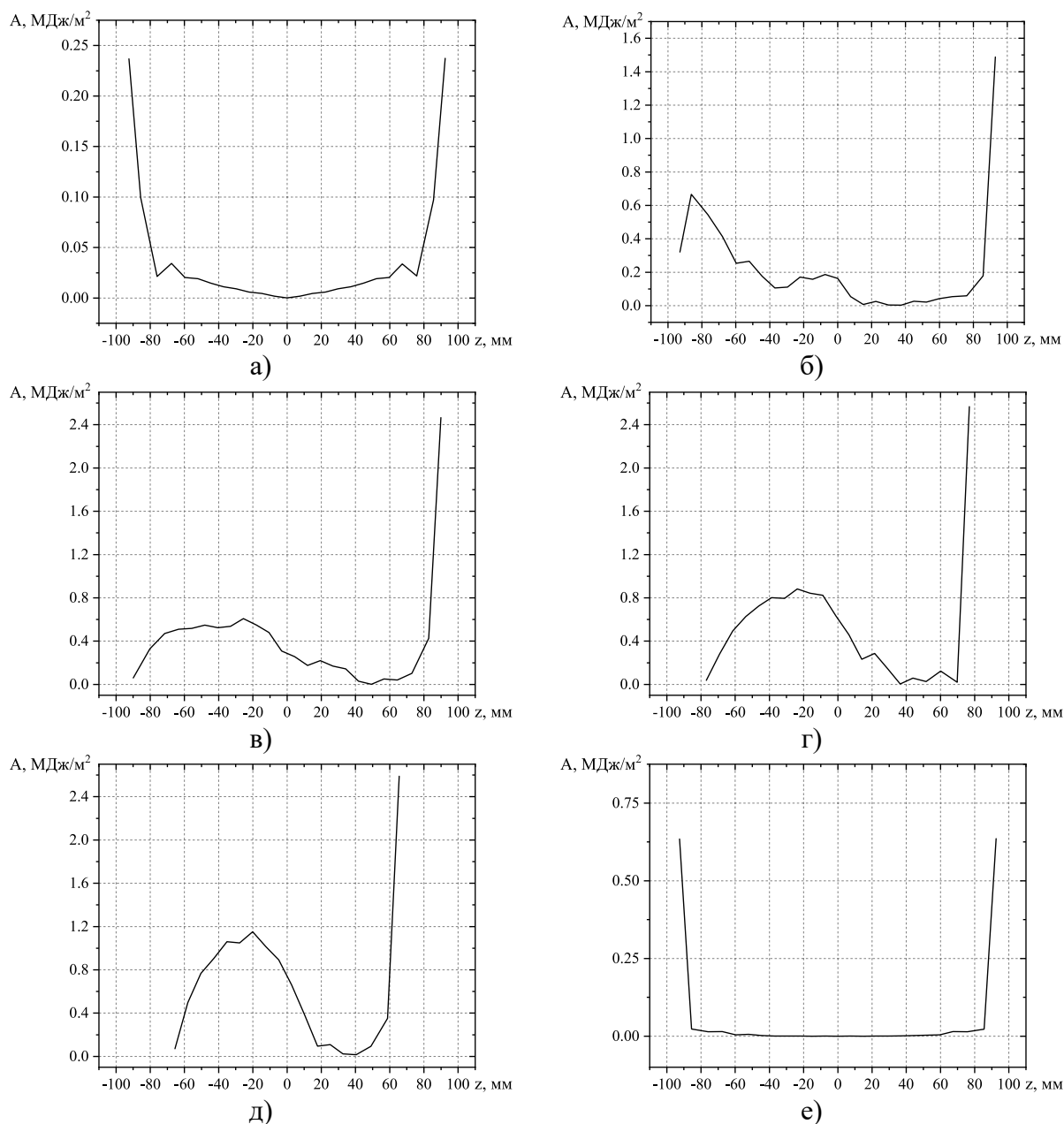
Эпюры перемещения в направлении оси вращения для поверхности резиновой шины, находящейся в контакте с беговой дорожкой звена и расположенной в плоскости действия силы представлены на рис. 4.

Для рассматриваемой конструкции резинового элемента силы трения на части поверхности контакта с беговой дорожкой, превышают касательные напряжения, поэтому поверхность в центральной части контакта совершает перемещения в осевом направлении близкие к нулю (рис. 4). Часть поверхности смещается в осевом направлении, причем тем больше, чем далее расположены точки поверхности от центра контакта. Максимальное перемещение составляет для угла наклона опорной поверхности: 0° – 0,86 мм; 1° – 1,51 мм; 2° – 1,53 мм; 3° – 1,45 мм; 4° – 1,57 мм. При проезде единичного препятствия максимальное осевое перемещение резины составляет 0,91 мм.



**Рис. 4.** Эпюры осевого перемещения резины в плоскости действия радиальной силы, угол наклона:  
а –  $0^\circ$ ; б –  $1^\circ$ ; в –  $2^\circ$ ; г –  $3^\circ$ ; д –  $4^\circ$ ; е – переезд единичного препятствия

На рис. 5 представлены эпюры удельной работы силы трения на поверхности резинового элемента в плоскости действия радиальной силы. Наклон беговой дорожки увеличивает работу сил трения в области контакта поверхности резиновой шины и беговой дорожки, что способствует более интенсивному износу шины. Наибольших значений удельная работа сил трения достигает в крайних точках поверхности шины на внешнем диаметре.

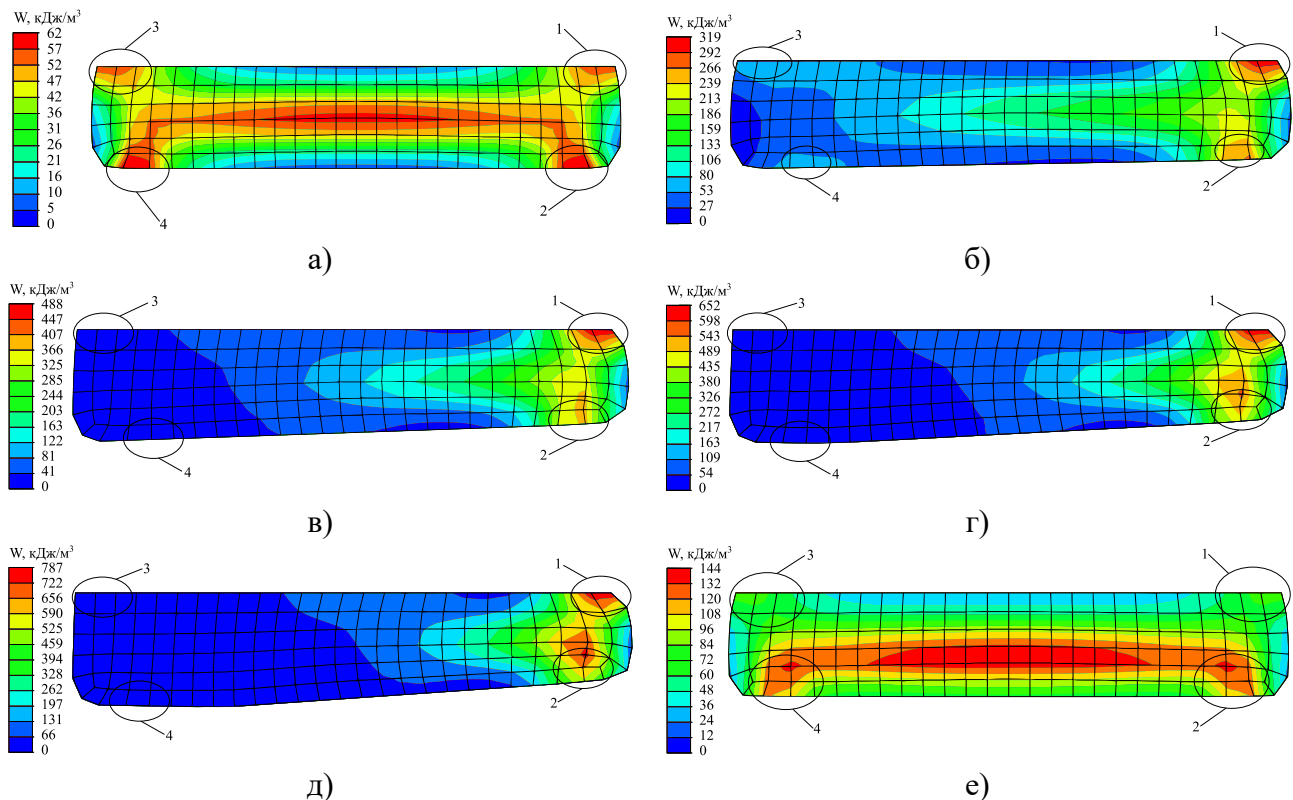


**Рис. 5. Эпюра удельной работы силы трения в плоскости действия радиальной силы, угол наклона:**

а – 0°; б – 1°; в – 2°; г – 3°; д – 4°; е – переезд единичного препятствия

Взаимодействие опорного катка с беговой дорожкой плоскость, которой расположена под углом к оси вращения опорного катка (рис. 1, б), приводит к неравномерному распределению нагрузок не только между шинами, но и по длине контакта шины с беговой дорожкой. Более нагруженной частью шины являются внешние области 1 и 2 (рис. 6). С увеличением угла наклона опорной поверхности концентрация удельной энергии деформации в областях 1 и 2 увеличивается (рис. 6), в то время как в областях 3 и 4 она снижается до 0 МДж/м<sup>3</sup>. Увеличение удельной потенциальной энергии деформации приводит к интенсивному накоплению повреждений и снижению долговечности шины.

При переезде единичного препятствия максимальное значение удельной энергии деформации наблюдается в середине сечения резиновой шины, а также в областях 2 и 4 (рис. 6, е), что в 2,32 раза больше чем при взаимодействии с горизонтально расположенной плоскостью беговой дорожки.



**Рис. 6. Удельная энергия деформации в сечении шины при нагрузке 50 кН, угол наклона:**  
 а – 0°; б – 1°; в – 2°; г – 3°; д – 4°; е – переезд единичного препятствия

### Выводы

Проведенные исследования показали, что удельная энергия деформации достигает максимальных значений в областях 1 – 4 и с изменением угла наклона опорной поверхности увеличивается в областях 1 и 2. Максимальное значение удельной энергии деформации при взаимодействии шины с горизонтально расположенной плоскостью беговой дорожки звена в этих областях достигает  $62 \text{ кДж/м}^3$ . Значения удельной энергии деформации в областях концентрации увеличиваются в 5,14 раза для угла наклона беговой дорожки  $1^\circ$  и в 12,7 раза для угла наклона  $4^\circ$ . При переезде единичного препятствия максимальное значение удельной энергии деформации увеличивается в 2,32 раза.

Радиальная жесткость двускатного опорного катка при взаимодействии с горизонтально расположенной плоскостью беговой дорожки звена больше жесткости при взаимодействии катка с беговой дорожкой, расположенной под углом относительно оси катка, для угла наклона звена:  $1^\circ$  – в 1,8 раза, при  $3^\circ$  – в 2,2, а при  $4^\circ$  – в 2,64 раза. При переезде единичного препятствия радиальная жесткость опорного катка уменьшается в 1,4 раза.

### Библиографический список

1. Платонов, В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В.Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с.
2. Носов, Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н.А. Носов, В.Д. Галышев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
3. Буров, С.С. Конструкция и расчет танков / С.С. Буров – М.: Изд. Академии БТВ, 1973. – 602 с.
4. Держанский, В.Б. Стабилизация тепловой напряженности шин опорных катков гусеничной машины/ В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, А.И. Тараторкин // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – Т. 1. – №1 (15). – С. 73-78.

5. Семенов, В.К. Экспериментальное исследование контакта, сопротивления качению и саморазогрева массивной шины при обкатке на барабанном стенде/ В.К. Семенов, А.Е. Белкин, И.В. Веселов // Инженерный вестник. – 2014. – № 12. – С. 2.
6. Хромов, М.К. О критерии усталостной выносливости резин в условиях сложноподвижного состояния/ М.К. Хромов // Каучук и резина. – 1983. – №1. – С. 37-39.
7. Хромов, М.К. О закономерностях изменения усталостной выносливости резин / М.К. Хромов // Каучук и резина. – 1983. – № 6. – С. 29-38.
8. Козуб, Ю.Г. Долговечность элементов конструкций из слабосжимаемых эластомеров / Ю.Г. Козуб // Каучук и резина. – 2013. – № 5. – С. 32-34.
9. Моoney, М. A theory of large elastic deformation, Journal of Applied Physics / М. Mooney, 1940, 11(9). – P. 582-592.
10. Оден, Дж. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред / Дж. Оден; Пер. с англ.; Под ред. Э. И. Григолюка. – М.: Мир, 1976. – 464 с.
11. Трелоар, Л. Физика упругости каучука/ Л. Трелоар. – М.: Изд-во иностранная литература, 1953. – 324 с.
12. Коростелев, С.А. Определение напряженно-деформированного состояния резиновых элементов внутренней амортизации опорного катка гусеничного движителя / С.А. Коростелев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2015. – Т17. – №2 (4). – С. 793-798.
13. Медведев, Ю.В. Анализ напряженно-деформированного состояния резинового элемента поддерживающего ролика гусеничного движителя/ Ю. В. Медведев, С. А. Коростелев, Н.С. Корнев, // Ползуновский альманах. – 2017. – № 3, Т.1. – С. 85-88.
14. Бартнев, Г.М. Трение и износ полимеров / Г. М. Бартнев, В.В. Лаврентьев – Л.: Химия, 1972. 240 с.

*Дата поступления  
в редакцию: 08.10.2019*

**S.A. Korostelev, A.V. Gorbachev, Yu.V. Medvedev**

## **THE STRESS-STRAIN STATE OF A RUBBER ELEMENT OF A ROAD WHEEL OF A CATERPILLAR PROPULSION**

Polzunov Altai State Technical University

**Purpose:** evaluation of the influence of the angle of inclination of the support surface on the stress-strain state of the rubber element of the road wheel and the friction forces in the contact area of the rubber element with the treadmill link.

**Design/methodology/approach:** when determining the stress-strain state, the mechanical properties of rubber at large deformations are described by the neo-Hooke potential. The value of the radial force acting on the road wheel is set taking into account the dynamic loads during the oscillations of the free branch of the caterpillar.

**Results:** for the considered variant of the design of the rubber element, the specific energy of deformation; displacement of the surface of the rubber element in the contact area with the treadmill; pressure in contact with the rubber element and the treadmill; the work of friction forces when moving the rubber in the contact area with the treadmill. It is shown that the areas of concentration of the specific energy of deformation and the area of maximum specific work of the friction forces on the surface of the rubber element coincide.

**Area of applicability:** based on the results, the causes of destruction of the rubber element of the track roller are determined.

*Keywords:* road wheel, rubber element, stress-strain state, strain energy density.