

**Библиографический список**

1. Проничев Н.П. Системная оценка технологии привязного содержания скота / Н.П. Проничев, Г.В. Науменко, Т.С. Смекалов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1996. – № 9. – С. 9-11.
2. Бастрон А.В. Энергосберегающая система воздухообмена животноводческих помещений / А.В. Бастрон, Н.В. Кулаков, Таюрский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1996. – № 2. – С. 8-10.
3. Епишев Е.Н. Система обогрева порослят-сосунов в минимально отапливаемых помещениях / Е.Н. Епишев // Техника в сельском хозяйстве. – 2007. – № 1. – С. 27-30.
4. Спасов В.П. Автоматизированная система микроклимата в животноводческих помещениях / В.П. Спасов, Н.Ф. Георгиевский, Н.С. Шевелев и др. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1996. – № 5. – С. 22-24.
5. Ковылкин Н.А. Совершенствование перфорированных воздухопроводов / Н.А. Ковылкин // Техника в сельском хозяйстве. – 1990. – № 1. – С.49-50.
6. Лебедев Д.П. Теплоутилизационные установки на базе полимерных теплообменников / Д.П. Лебедев, М.П. Шаталов, Е.А. Самсонова // Техника в сельском хозяйстве. – 2007. – № 4. – С. 9-11.
7. Адомовски Р. Использование вторичной теплоты вентиляционного воздуха для обогрева помещений в животноводстве / Р. Адомовски, Д. Адомовски // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2004. – № 6. – С. 16-17.
8. Сняжков А.А. Отопительно-вентиляционная система помещений для супоро-

рых свиноматок / А.А. Сняжков, А.Г. Цубанов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1990. – № 1. – С. 23-24.

9. Позин Г.М. Исследование приточно-го устройства системы естественной вентиляции животноводческого помещения / Г.М. Позин, А.Н. Самсонов // Техника в сельском хозяйстве. – 2007. – № 5. – С. 12-15.

10. Расстригин В.Н. Система микроклимата с теплоутилизатором и озонатором воздуха / В.Н. Расстригин, А.В. Тихомиров, Д.А. Тихомиров и др. // Техника в сельском хозяйстве. – 2005. – № 4. – С.10-13.

11. Тесленко И.И. Использование температурного компенсатора для создания микроклимата в телятнике / И.И. Тесленко, А.А. Петухов, И.И. Тесленко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. – № 12. – С. 21.

12. Пат. 2330216. Российская Федерация. МПК<sup>7</sup> F24F 12/00. Система вентиляции воздуха / Н.И. Капустин, В.А. Демин. – 2006 13855/06 заявл. 31.10.2006; опубл. 27.07.2008. Бюл. № 21.

13. Пат. 2277206 Российская Федерация. МПК<sup>7</sup> F24F 11/04, 13/08. Устройство для регулирования расхода воздуха / Н.И. Капустин, И.Я. Федоренко, В.А. Демин, В.Н. Капустин. – 2004 135681/06; заявл. 06.12.2004; опубл. 27.05.2006. Бюл. № 15.

14. Пат. 2337277 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> F24F 7/04,13/10. Система вентиляции производственного помещения / Н.И. Капустин, В.А. Демин, В.Н. Капустин. – 2007 114857/06, заявл. 19.04.2007; опубл. 27.10.2008 Бюл. № 30.



УДК 629.114.2.032

**Д.П. Бокин,  
С.А. Коростелёв,  
К.С. Нечаев**

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ НАЧАЛА РАЗРУШЕНИЯ  
РЕЗИНОВОГО ЭЛЕМЕНТА РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ШАРНИРА  
ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ**

**Ключевые слова:** гусеничный движитель, резинометаллический шарнир, резиновый элемент, напряженно-дефор-

мированное состояние, динамическая нагрузка, долговечность.

Для снижения динамических нагрузок и повышения ресурса гусеничного движителя в конструкциях современных гусеничных машин применяют силовые резиновые и резинометаллические элементы. Наибольшее распространение получила конструкция гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирами с силовыми резиновыми элементами и с ограничителем радиальной деформации, обеспечивающих соединение траков гусеничной цепи. В таком шарнире угловое перемещение траков относительно друг друга обеспечивается за счет деформирования резиновых элементов, а растягивающее усилие передается как резиновыми элементами, так и ограничителями. Ограничители воспринимают нагрузку только на ведущем участке гусеничного движителя при достижении некоторого тягового усилия, величина которого обуславливается радиальной жесткостью резиновых элементов и величиной радиального зазора между поверхностью ограничителя и поверхностью проушины трака. Использование РМШ в гусеничном движителе позволяет благодаря его упругим и демпфирующим характеристикам значительно снизить динамические нагрузки, действующие на элементы не только гусеничного движителя, но и на элементы трансмиссии, исключить попадание абразива на поверхности трения, снизить потери мощности.

Геометрические параметры кольцевых резиновых элементов шарнира должны быть самым тесным образом связаны с условиями их работы при обязательном учете особенностей резины как конструкционного материала и выработанных практикой принципов конструирования. Трудности, связанные с аналитическим и экспериментальным исследованием напряженного состояния изделий из резины, значительно осложняют поиск оптимальной геометрии. Тем не менее накопленный материал полевых, лабораторных испытаний, а также разработанные методы расчета позволяют обоснованно подойти к выбору рациональной формы резиновых элементов, которая оказывает значительное влияние на их работоспособность.

В процессе эксплуатации резиновые элементы испытывают:

- большие начальные деформации, связанные со сборкой;
- вторичное нагружение радиальной силой;

- вторичное нагружение крутящим моментом.

При выборе конструктивных параметров РМШ необходимо обеспечить:

- размещение резиновых элементов в проушинах заданной конструкции звена;
- возможность сборки резиновых элементов, т.е. резиновый элемент должен быть расположен на достаточном расстоянии от ограничителя;
- отсутствие наплыва резины на арматуру пальца;
- при запрессовке возникающие в резиновом элементе касательные напряжения  $\tau_{rz}$  не должны превышать допустимого значения;
- отсутствие проскальзывания резины относительно поверхности проушины при относительном повороте смежных траков;
- необходимую радиальную жесткость резиновых элементов.

С целью изучения влияния напряженно-деформированного состояния на характер разрушения и долговечность резиновых элементов при циклическом нагружении были проведены стендовые испытания элементов с прямоугольной и трапециевидной формой сечения, расчет напряженно-деформированного состояния выполнен с помощью программного комплекса, в основу которого положен алгоритм [1].

В процессе испытаний резиновые элементы, изготовленные из резины марки ИРП-1315, запрессовывались во втулку и подвергались циклическому закручиванию на угол  $\pm 7,5^\circ$  с частотой 7,4 Гц для обеспечения усталостного механизма разрушения, характерного для резиновых элементов сельскохозяйственных тракторов было предусмотрено охлаждение образцов.

Результаты исследования резиновых элементов прямоугольной формы при испытании на долговечность показали, что разрушение резины начинается на минимальном радиусе в области действия максимальных касательных напряжений, вызванных циклическими угловыми деформациями, т.е. в зоне приклея резины к металлической арматуре пальца шарнира в крайних точках (рис. 1 а).

Резиновый элемент, имеющий в сечении форму трапеции, обладает неоспоримым достоинством, заключающимся в том, что при соответствующем выборе длин оснований трапеции в процессе обжатия резина на палец практически не наплывает. Стендовые испытания образцов

трапецеидального сечения показали, что разрушение резинового элемента начинается в крайних точках в области контакта с поверхностью проушины, т.е. на максимальном радиусе, в зоне возможного проскальзывания резины относительно поверхности проушины (рис. 1 б). Стендовые испытания образцов трапецеидального сечения показали повышение долговечности нового профиля колец на 25-40%.

Результаты исследований напряженного состояния резиновых элементов различной формы показали (рис. 2), что при прямоугольной конфигурации колец периферийная часть резины, вытесняемая по торцам в ходе запрессовки, практически не выполняет функций несущего элемента, осуществляя лишь осевой подпор центральной части кольца. Следовательно, имеет место недоиспользование полезного объема резины при одновременном ухудшении работоспособности резиновых элементов из-за появления области кон-

центрации удельной энергии деформации при кручении в области 1. По отношению максимальной энергии деформации при кручении к минимальной можно судить о рациональности использования материала резины, и для прямоугольного образца она составляет 71,8. Для резинового элемента трапецевидного сечения эта величина, как видно на рисунке 3, составляет 5,76.

При выборе рациональной формы резиновых элементов в качестве критерия, характеризующего прочность и долговечность резинового элемента, использовалось значение удельной потенциальной энергии деформации после сборки, но эта величина характеризует прочность только при статической нагрузке, вызванной запрессовкой, и не может учитывать циклические нагрузки, испытываемые резиновым элементом во время эксплуатации [2].

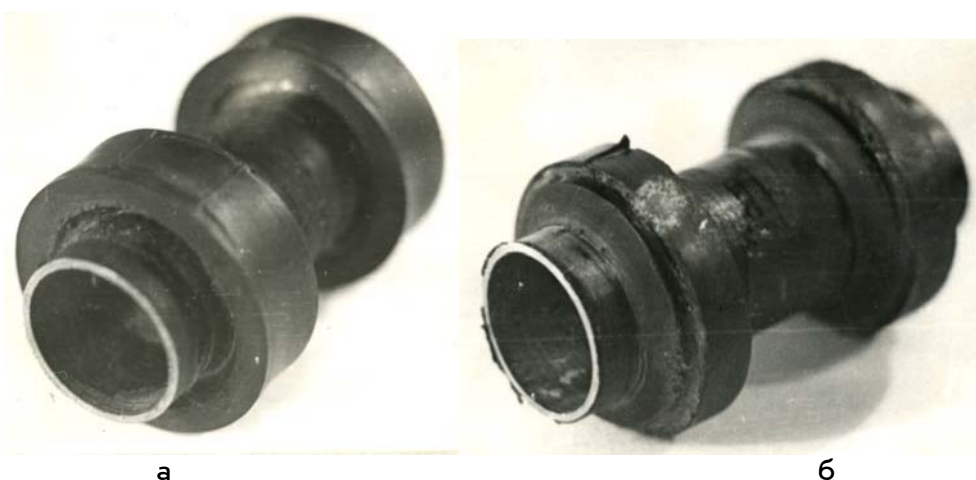


Рис. 1. Характер разрушения резиновых элементов

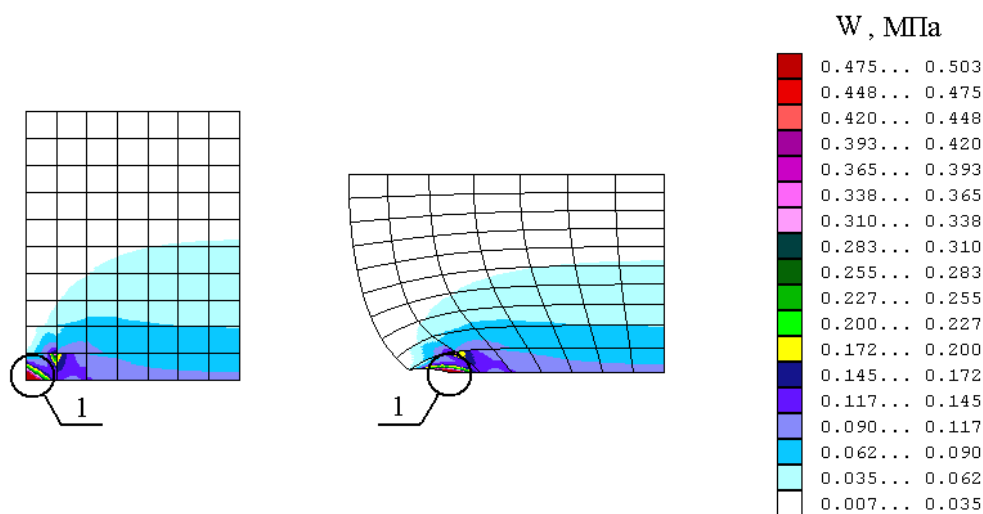


Рис. 2. Распределение удельной энергии деформации при кручении по сечению прямоугольного резинового элемента

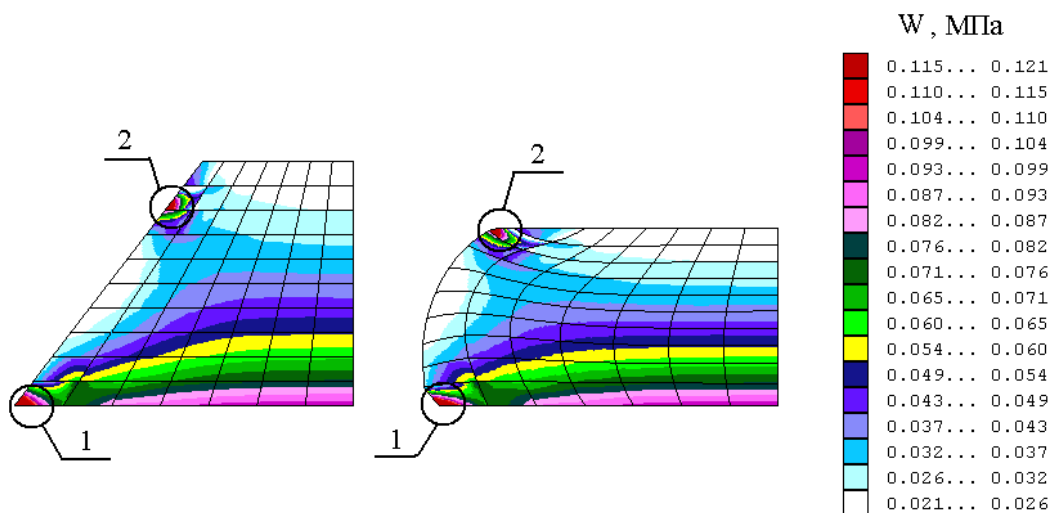


Рис. 3. Распределение удельной энергии деформации при кручении по сечению трапециевидного резинового элемента

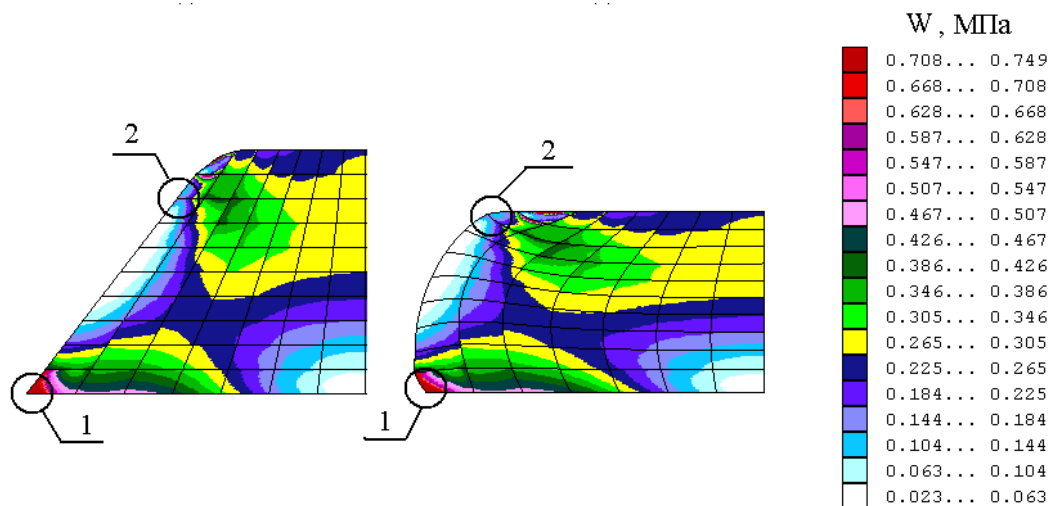


Рис. 4. Распределение удельной энергии деформации при сборке по сечению трапециевидного резинового элемента

Величина удельной энергии деформации, вызванная сборкой для резинового элемента с сечением в виде трапеции, как правило, максимальна в области 1 (рис. 4).

То есть в соответствии с этим критерием разрушение резинового элемента должно начинаться именно в этой области, однако результаты стендовых испытаний показывают, что резиновый элемент разрушается в области 2, где величина удельной энергии деформации после сборки значительно меньше (в 5 раз), чем в области 1. Из вышесказанного следует, что величина удельной энергии деформации при сборке не может служить причиной разрушения резиновых элементов при циклическом нагружении.

Анализ напряженно-деформированного состояния резинового элемента при кручении деформированного сборкой образ-

ца показал, что деформации сдвига  $\gamma_{r\theta}$ ,  $\gamma_{\alpha z}$  и касательные напряжения  $\tau_{r\theta}$ ,  $\tau_{\alpha z}$ , а соответственно, и величина удельной энергии деформации, вызванной кручением ( $W_k$ ), имеет максимальное значение в области 2 (рис. 3). В процессе эксплуатации вследствие закручивания шарнира  $W_k$  изменяется от нуля до некоторого максимального значения, соответствующего максимальному углу поворота звеньев относительно друг друга, т.е. деформации сдвига  $\gamma_{r\theta}$ ,  $\gamma_{\alpha z}$ , касательные напряжения  $\tau_{r\theta}$ ,  $\tau_{\alpha z}$  и удельная потенциальная энергия деформации  $W_k$  являются функциями угла поворота звеньев и циклически изменяются во время эксплуатации.

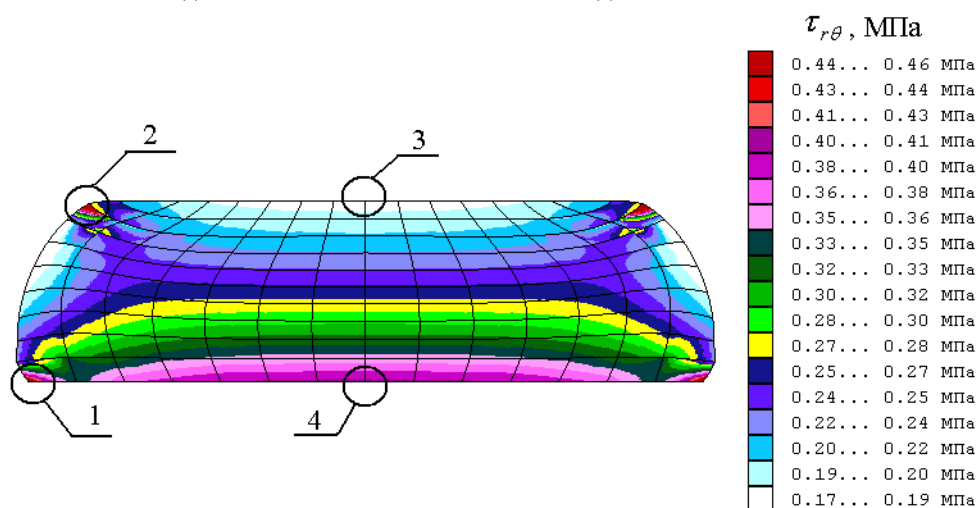


Рис. 5. Распределение касательных напряжений  $\tau_{r\theta}$  по сечению трапециевидного резинового элемента

Таким образом, в области 2 под действием циклических нагрузок на каждом цикле материал выполняет большую работу, чем в любой точке сечения резинового элемента, а учитывая то, что резина является вязкоупругим материалом, то в области 2 концентрируются и максимальные удельные гистерезисные потери, которые идут на теплообразование и повреждение материала.

В опубликованных ранее работах полагалось, что причиной разрушения резиновых элементов трапециевидной формы является износ, вызванный проскальзыванием поверхности резинового элемента относительно поверхности проушины в крайних точках, и подчеркивалось, что величина касательных напряжений, действующих в резине на большем радиусе, т.е. в области контакта резинового элемента и проушины, меньше, чем в области приклея резинового элемента к поверхности металлической арматуры пальца [3]. Однако как следует из рисунка 5, это утверждение справедливо для центральной части (область 3,  $\tau_{r\theta}=0,19$  МПа) резинового элемента, в крайних же точках, напротив, наблюдается концентрация касательных напряжений  $\tau_{r\theta}$  (область 2,  $\tau_{r\theta}=0,46$  МПа), значения которых превосходят значения касательных напряжений на минимальном радиусе в области 1 ( $\tau_{r\theta}=0,41$  МПа) и в области 4 ( $\tau_{r\theta}=0,4$  МПа). Кроме того, именно в области 2 наблюдается концентрация касательных напряжений  $\tau_{\alpha z}$ .

Таким образом, анализ характера разрушения резиновых элементов и их напряженно-деформированного состояния показал что место начала разрушения совпадает с областью концентрации удельной потенциальной энергии деформации при вторичном нагружении крутящим моментом. Для резиновых элементов трапециевидной формы разрушение в области 2 (рис. 3) вызвано двумя факторами – износом, вызванным проскальзыванием поверхности резинового элемента относительно поверхности проушины в этой области, и концентрацией удельной энергии деформации при кручении.

#### Библиографический список

1. Коростелев С.А. Определение напряженно-деформированного состояния РМШ при сборке и при вторичном нагружении крутящим моментом / С.А. Коростелев // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: сб. ст.; под ред. к.т.н., проф. В.А. Дружинина. – Академия транспорта РФ, АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 2003.
2. Дружинин В.А. Оптимизация геометрических параметров элементов комбинированных резиноталлических шарниров / В.А. Дружинин, Е.А. Гозман // Изв. вузов. –1989. – № 4. – С. 7-11.
3. Коростелев С.А. Исследование причин начала разрушения резиновых элементов РМШ / С.А. Коростелев, Р.В. Винников // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: сб. ст. / под ред. к.т.н., проф. В.А. Дружинина. – Академия транспорта РФ, АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 2002.