

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИНОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РМШ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

С.А. Коростелев, В.А. Целищев, Д.Ю. Каширский

В работе представлены результаты экспериментальных исследований характеристик резиновых элементов резинометаллического шарнирного соединения траков гусеничной цепи.

Ключевые слова: гусеничный движитель, резинометаллический шарнир, резиновый элемент, напряженно-деформированное состояние.

Гусеничный движитель – сложная многомассовая механическая система, работающая в условиях абразивного износа, элементы которой испытывают стохастические динамические нагрузки. Эти обстоятельства обуславливают высокие требования к прочности гусеничного обвода и его ресурсу с одновременным снижением массы. Одним из элементов лимитирующих ресурс гусеничного движителя является соединение смежных траков. Конструктивно соединения траков можно осуществить различными способами, но наиболее часто применяются соединения в виде шарниров. Конструкции гусеничных шарниров очень разнообразны. Существуют открытые и закрытые шарниры, которые могут включать резиновые элементы, выполняющие функцию упругой связи или только уплотнения соединения. Применяемые резинометаллические шарниры (РМШ) с силовыми резиновыми элементами обладают, как правило, достаточно высокой несущей способностью и хорошими компенсационными свойствами, высокой податливостью, повышенным демпфированием. Однако применение их в качестве соединения траков приводит к тому, что гусеницы значительно удлиняются в процессе работы. По конструктивному исполнению различают резинометаллические шарниры (РМШ) с ограничителями и без ограничителей радиальной деформации. РМШ с ограничителями радиальной деформации имеют для предотвращения ползучести и разрушения резиновых колец металлические ограничители радиальной деформации, устанавливаемые между резиновыми элементами. Ограничительные кольца могут быть выполнены за одно целое с пальцем или устанавливаться на арматуру пальца с натягом. Внешний диаметр ограничителей меньше диаметра проушины на величину допускаемого эксцентриситета резиновых колец. Несущая способность шарнирного со-

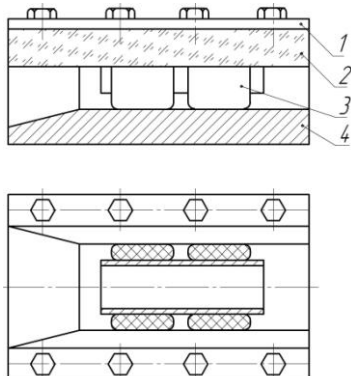
единения обеспечивается включением в работу при перегрузках металлических ограничителей, которые исключают вытягивание цепи даже при наличии существенного повреждения резиновых элементов. Описанная выше конструкция в настоящее время получила наибольшее распространение.

Применение экспериментальных методов для определения перемещений в сечении резинового элемента следует применять, из-за большой стоимости и трудоемкости (изготовление пресс-форм, изготовление опытных образцов, самой установки и т.д.) только для проверки адекватности математической модели. В настоящей работе приведены результаты экспериментальных исследований механических характеристик лабораторных образцов РМШ.

Характер нагружения кольцевого резинового элемента при сборке шарнира предопределяет закономерность перемещений деформированных масс резины. Симметричное относительно оси шарнира обжатие резинового кольца приводит к так называемой плоской деформации, когда перемещения всех точек симметричны относительно оси симметрии, что позволяет воздействовать симметричной относительно оси нагрузкой не на весь резиновый элемент, а на его часть, вырезанную меридиональными плоскостями с заменой отброшенной массы резины соответствующими жесткими поверхностями.

Приспособление (рисунок 1) представляет из себя отсеченную меридиональной плоскостью половину толстостенной втулки, закрытую в диаметральной плоскости по всему контуру плоским листом, выполненным из оргстекла. Оргстекло и используемая часть втулки с коническим расширением внутреннего диаметра с одной ее стороны жестко связаны между собой болтами. Исследуемый образец также рассекается по меридиональной плоскости. На сечение кольцевого рези-

нового элемента красящим веществом наносится ортогональная сетка.



1 – пластина; 2 – оргстекло; 3 – исследуемый образец; 4 – половина толстостенной втулки
Рисунок 1 - Приспособление для определения перемещений в сечении резинового элемента при запрессовке

При проведении исследований подготовленную таким образом поверхность образца совмещают с внутренней поверхностью листа из оргстекла и производят запрессовку резиновых полуколец через коническую расточку во внутреннюю полость приспособления, размер которого обеспечивает необходимую степень обжатия резины. Фиксирование возникающих при равномерном обжатии резинового элемента искривлений сетки, нанесенной на его срез, дает полное представление о характере перемещений по сечению образца [1].

При обработке полученной картины деформированного состояния резины масштаб изображения определяется по шкале с четко нанесенными миллиметровыми делениями, введенной под оргстекло перед фотографированием, а величины перемещений определяются с помощью графических программ.

В соответствии с описанной методикой были получены перемещения в сечении резинового элемента цилиндрического шарнира прямоугольной формы при запрессовке (рисунок 2), результаты эксперимента представлены на рисунке 3 и на рисунке 4.

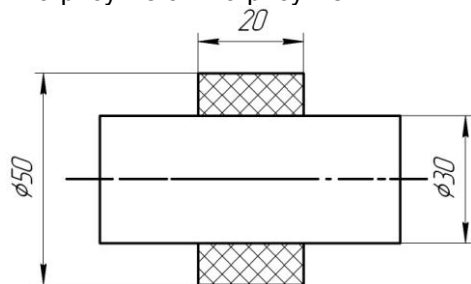
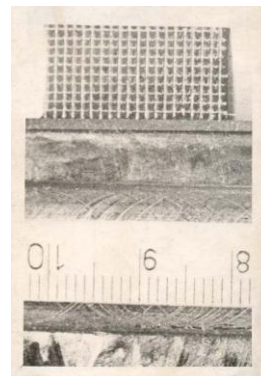


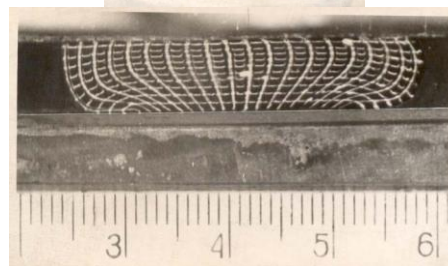
Рисунок 2 - Исследуемый образец

Для комплексной оценки конструкции комбинированных РМШ тракторных гусениц необходимо знать радиальную и угловую жесткость шарнира.

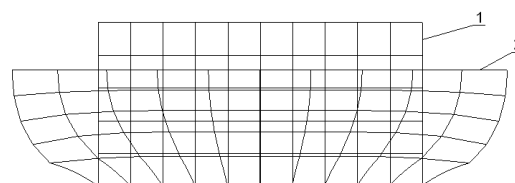
а)



б)



а – исходное состояние;
б – деформированное состояние
Рисунок 3 - Перемещения в сечении резинового элемента цилиндрического шарнира при запрессовке



1 – исходное состояние;
2 – деформированное состояние
Рисунок 4 - Перемещения в сечении резинового элемента цилиндрического шарнира при запрессовке (после обработки)

Экспериментальное определение радиальной и угловой жесткости проведено на лабораторных образцах с различным профилем боковой поверхности [2]. Одной из задач исследования являлось сопоставление характеристик образцов прямоугольной, трапециевидной и параболической формы резиновых элементов. Исследовались образцы двух диаметров при сохранении неизменности объема резины, равного 20 см³ и пропорциональности соотношения минимального и максимального диаметров резиновых элементов. Лабораторные образцы представлены на рисунке 5.

При радиальном нагружении деформация резиновых элементов шарниров носит сложный характер, так как при этом резина в различных участках поперечного сечения одновременно испытывает сдвиг, сжатие и растяжение. Возникающее при этом сложное напряженное состояние крайне затрудняет проведение теоретического исследования.

Одной из характеристик шарнира, определяющей податливость резиновых элементов и их амортизирующие свойства, является зависимость радиальных перемещений от нагружения РМШ радиальной силой. Радиальная жесткость шарнира при прочих равных условиях определяется конфигурацией и размером резиновых элементов.

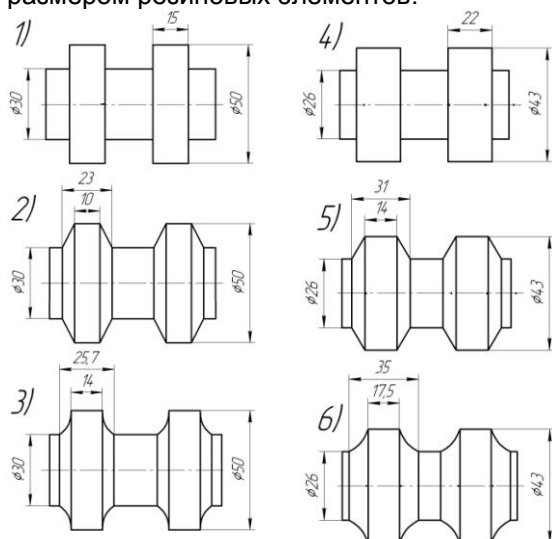
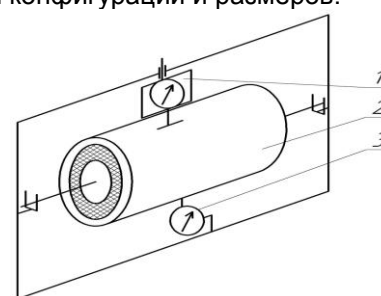


Рисунок 5 - Исследуемые образцы РМШ

Необходимо отметить, что при радиальном нагружении соответствующее смещение металлических частей шарнира происходит как за счет выпучивания торцевых поверхностей резиновых элементов, так и за счет «перетекания» резины из сжатой зоны в растянутую. Ограничение возможности торцевого перемещения резины при использовании низких и длинных резиновых элементов резко уменьшает податливость шарнира, что дает возможность закладывать в конструкцию различную характеристику радиальной жесткости в зависимости от целевого назначения шарнира.

Общий вид приспособления для определения радиальной жесткости приведен на рисунке 6. Исследуемый образец, запрессованный с определенной степенью обжатия в охватывающую металлическую втулку, устанавливается в раму станины. Создаваемое с помощью винтовой пары (1) усилие через

динамометр (2), воздействует на втулку шарнира, смещение которой регистрируется индикатором часового типа (3). Для стабилизации характеристик шарнира проводится предварительная «тренировка». Для устранения релаксационных явлений обеспечивается плавное нарастание нагрузки с замером показаний индикатора через минуту после установления заданного режима нагружения. Замер перемещений при последовательном увеличении радиальной нагрузки позволяет получить необходимые данные для построения характеристики радиальной жесткости. На рисунке 7 – 10 представлены графики радиальной жесткости для образцов РМШ различной конфигурации и размеров.



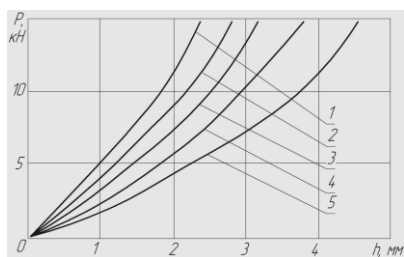
1 – винтовая пара с динамометром;
2 - исследуемый образец;
3 - индикатор часового типа

Рисунок 6 - Схема приспособления для определения радиальной жесткости

Несмотря на то, что исследуемые образцы имели практически один и тот же объем резины, их упругие характеристики различны. У образцов при качественно идентичной картине зависимости радиальной жесткости при различной конфигурации резиновых элементов и степенях обжатия наблюдается резкое отличие характеристик с переходом на другой диаметральный размер. Для образцов прямоугольной формы при степени обжатия 32,5% изменение минимального диаметра резинового элемента с 30 мм до 26 мм приводит к возрастанию радиальной жесткости при усилии в 10 кН в два раза.

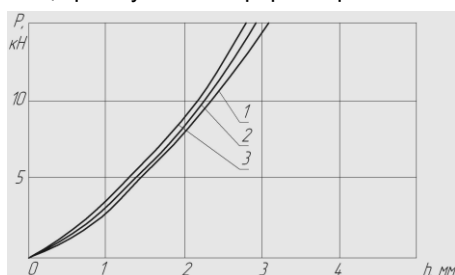
Также в значительной степени изменяется жесткостная характеристика при других степенях обжатия.

Форма боковой поверхности влияет на радиальную жесткость незначительно, хотя и отмечается увеличение жесткости образца при переходе с прямоугольного профиля на трапецевидный и далее к параболическому (рисунок 8), что объясняется преобладающим влиянием на радиальную жесткость длины резинового элемента.



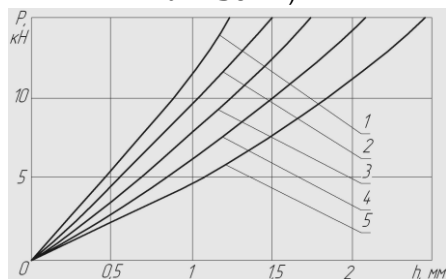
- 1 – при степени обжатия $\lambda = 42,5\%$;
 2 – при $\lambda = 37,5\%$; 3 – при $\lambda = 32,5\%$;
 4 – при $\lambda = 27,5\%$; 5 – при $\lambda = 22,5\%$

Рисунок 7 - График радиальной жесткости (образец прямоугольной формы при $d = 30$ мм)



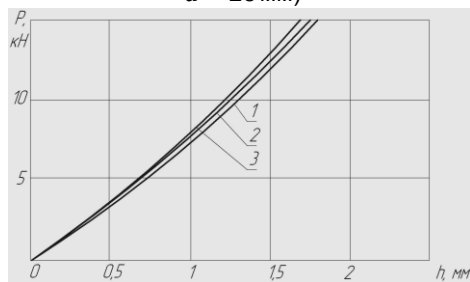
- 1- образец прямоугольной формы;
 2- образец трапециевидной формы;
 3- образец параболической формы

Рисунок 8 - График радиальной жесткости (при $d = 30$ мм)



- 1 – при степени обжатия $\lambda = 42,5\%$;
 2 – при $\lambda = 37,5\%$; 3 – при $\lambda = 32,5\%$;
 4 – при $\lambda = 27,5\%$; 5 – при $\lambda = 22,5\%$

Рисунок 9 - График радиальной жесткости жесткости (образец прямоугольной формы при $d = 26$ мм)

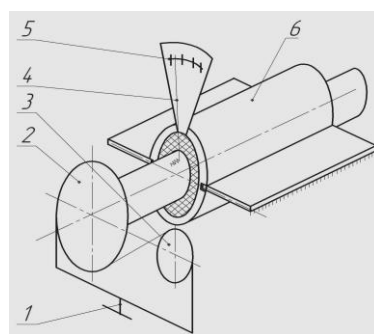


- 1- образец прямоугольной формы;
 2- образец трапециевидной формы;
 3- образец параболической формы

Рисунок 10 - График радиальной жесткости (при $d = 26$ мм)

Исследование характеристик кручения РМШ является наиболее изученным видом нагружения резины шарнира.

Определение угловой жесткости исследуемых образцов проводилось при статическом закручивании резиновых элементов с одновременной фиксацией угла поворота на стенде рисунок 11. Перед записью процесса нагружения образцы подвергались кратковременной «тренировке». Графики зависимости крутящего момента от угла закручивания в пределах $\pm 15^\circ$ представлены на рисунках 12 – 15.



1 – чашка; 2,3 – диски связанные между собой гибким тросиком; 4 – палец – указатель; 5 – проградуированная шкала; 6 – образец исследуемого шарнира

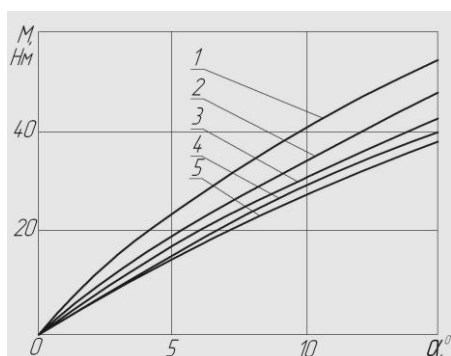
Рисунок 11 - Кинематическая схема установки для исследования угловой жесткости РМШ

Как видно из графиков в пределах реальных углов закручивания шарнира (3° – 15°) характеристика угловой жесткости имеет практически линейную зависимость для всех исследуемых образцов.

Абсолютная величина жесткости в большей степени зависит от типоразмеров резиновых элементов. Особенно существенно это сказывается при изменении высоты колец. Переход от минимального диаметра, равного 30 мм, к диаметру в 26 мм вызвало увеличение жесткости в среднем в 1,2 раза.

Изменение степени обжатия, вызывая увеличение длины резинового элемента, также приводит к изменению угловой жесткости. Увеличение обжатия с 22,5 до 42,5% привело к увеличению угловой жесткости в среднем в 1,3 раза. (рисунок 12 и 14).

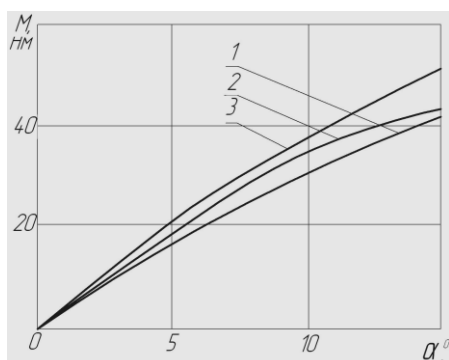
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИНОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РМШ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ



1 – при степени обжатия $\lambda = 42,5\%$;
2 – при $\lambda = 37,5\%$; 3 – при $\lambda = 32,5\%$;
4 – при $\lambda = 27,5\%$; 5 – при $\lambda = 22,5\%$

Рисунок 12 - График угловой жесткости
(образец прямоугольной формы при $d = 30$ мм)

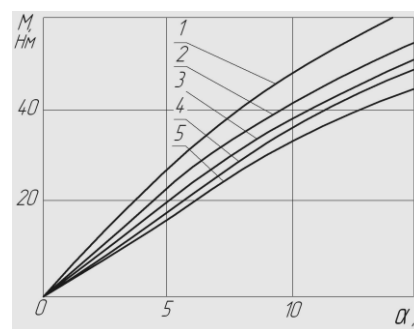
Влияние формы боковой поверхности у образцов меньшего диаметра сказывается незначительно (рисунок 15). С переходом к большему диаметру это влияние более заметно (рисунок 13). При этом большей жесткостью отличается параболический элемент, превышающей жесткость прямоугольного кольца в среднем в 1,2 раза.



1- образец прямоугольной формы;
2- образец трапецевидной формы;
3- образец параболической формы

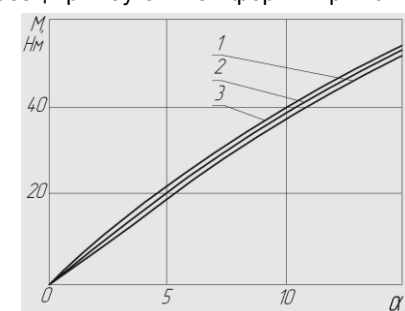
Рисунок 13 - График угловой жесткости (при $d = 30$ мм)

Таким образом, полученные в работе результаты являются необходимой экспериментальной информацией, позволяющей оценить не только влияние конструктивных параметров резиновых элементов рассматриваемых вариантов, но и могут быть применены при оценке адекватности разрабатываемых методов расчёта.



1 – при степени обжатия $\lambda = 42,5\%$;
2 – при $\lambda = 37,5\%$; 3 – при $\lambda = 32,5\%$;
4 – при $\lambda = 27,5\%$; 5 – при $\lambda = 22,5\%$

Рисунок 14 - График угловой жесткости
(образец прямоугольной формы при $d = 26$ мм)



1- образец прямоугольной формы;
2- образец трапецевидной формы;
3- образец параболической формы

Рисунок 15 - График угловой жесткости (при $d = 26$ мм)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Целищев В.А. Определение перемещений в сечении резинового элемента цилиндрического шарнира при запрессовке/ В.А. Целищев, С.А. Коростелев, Д.Ю. Каширский// Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: Сб. ст./ под ред. к.т.н., доцента Коростелева С.А.; Алт. ГТУ им. И.И. Ползунова.- Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. - С. 28-35.
2. Целищев В.А. Определение радиальной и угловой жесткости резиновых элементов резино-металлических шарниров/ В.А. Целищев, С.А. Коростелев, Д.Ю. Каширский// Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: Сб. ст./ под ред. к.т.н., доцента Коростелева С.А.; Алт. ГТУ им. И.И. Ползунова.- Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. - С. 54-63

Коростелев С.А., к.т.н., доцент кафедры АТ, E-mail: korsan73@mail.ru;

Целищев В.А., к.т.н., доцент кафедры АТ, р.т. +7(3852) 29-08-15

Каширский Д.Ю., к.т.н., доцент кафедры ОБД, E-mail: dimka_kash@mail.ru;

ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»