

Расчеты показали, что использование лопаток приводит к значительному увеличению абсолютной скорости, а это, в свою очередь, напрямую влияет на количество ударов, которые необходимо нанести для разрушения материала.

Удельная энергоемкость процесса измельчения зерновых материалов при использовании молотковой дробилки с разгонным диском будет ниже, чем при измельчении непосредственно молотками, т.к. увеличивая скорость движения частицы, мы не изменяем параметры дробилки.

Библиографический список

1. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С.В. Мельников. Л.: Колос, 1978. 560 с.
2. Желтунов М.Г. Дробилки с вертикальными валами для измельчения концентрированных кормов / М.Г. Желтунов, В.А. Садовая // Сельхозтехника, сельхозпереработка. 2005. № 1. С. 12-13.
3. Денисов В.А. Исследование процессов измельчения фуражного зерна в высокоскоростной центробежной дробилке и обоснование ее режимов работы: дис. ... канд. техн. наук / В.А. Денисов. М., 1979. 215 с.
4. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. М.: Энергия, 1977. 424 с.



УДК 629.114.2.032

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

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА РЕЗИНОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РМШ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Ключевые слова: модуль вязкости материала, режим, нагружение, скорость деформирования, гусеничный движитель, гидростатическое давление, шарнир.

Автотракторная техника относится к классу сложных машин, требования к которым формируются в зависимости от их назначения. Транспортные машины занимают ведущее место во многих отраслях, и их совершенство определяет уровень развития отдельных стран, культуру производства, производительность, топливную экономичность и экологическую безопасность. Новые требования, предъявляемые к автотракторной технике, диктуют задачи для исследователей в этой отрасли.

В связи с возрастанием рабочих скоростей и единичных мощностей современных колесных и гусеничных машин при одновременном снижении металлоемкости их узлов и агрегатов проектирование их элементов невозможно без расчетов

на прочность, без расчета оптимальных геометрических параметров, без эффективных экспериментальных методов проверки результатов теоретических исследований и без учета реальных режимов нагружения в условиях эксплуатации.

Быстроходные гусеничные машины и перспективные энергонасыщенные сельскохозяйственные тракторы оснащаются гусеницами с резинометаллическим шарнирным соединением траков (РМШ).

Применение конструкции гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирами позволяет (по сравнению с открытым металлическим шарниром) значительно повысить моторесурс шарнирного соединения, снизить динамические нагрузки на элементы ходовой части (траки, ведущие и направляющие колеса, поддерживающие и опорные катки и т.д.) и элементы трансмиссии, а следовательно, снизить их металлоемкость и повысить моторесурс. Кроме того, применение гусеничного движителя с РМШ приводит к

снижению потерь на передвижение трактора, т.е. к повышению КПД и снижению расхода топлива [1].

Для сельскохозяйственных тракторов (ДТ-75, ДТ-75С, Т-150, Т-250) разработаны конструкции резинометаллических шарнирных соединений последовательного типа с ограничителем радиальной деформации. Ресурс шарнирного соединения лимитируется в основном резиновыми элементами, геометрические параметры и форма которых до и после запрессовки в проушину звена оказывает первостепенное влияние не только на их долговечность, но и на их механические характеристики, такие как угловая и радиальная жесткость; демпфирование при радиальном нагружении и циклическом закручивании. В свою очередь, обеспечение рациональных механических характеристик резиновых элементов позволяет максимально снизить динамические нагрузки на элементы гусеничного движителя [2]. В существующих конструкциях РМШ выбор конструктивных параметров резиновых элементов осуществлен в рамках нели-

нейной теории упругости, которая не позволяет учитывать вязкоупругое поведение резины как конструкционного материала.

В настоящей работе исследовано влияние степени запрессовки (величина натяга, с которым запрессованы упругие элементы в охватывающую втулку) и режимов нагружения (частота и амплитуда при циклическом закручивании) резиновых элементов на их механические характеристики при циклическом закручивании.

Для оценки влияния режимов нагружения на механические характеристики резиновых элементов РМШ уплотнительного и силового вариантов при различной степени запрессовки была проведена серия экспериментов на лабораторных образцах, конструкция которых представляла собой резинометаллический палец, запрессованный в металлическую втулку (рис. 1, 2). Конструкция пальца включает в себя арматуру, ограничитель радиальной деформации и два кольцевых резиновых элемента, изготовленных из резиновой смеси ИРП-1315.

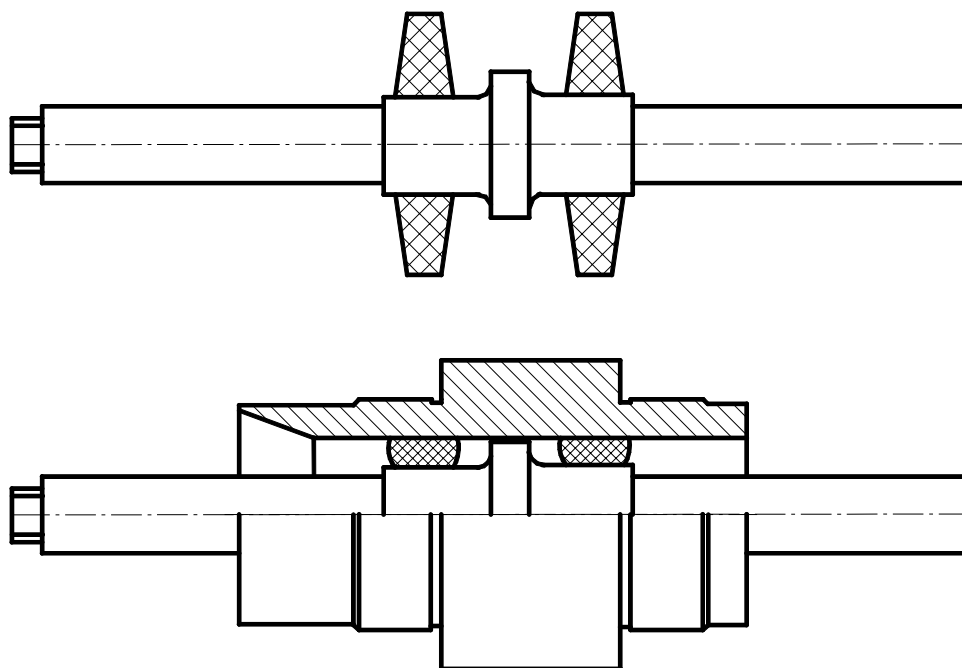


Рис. 1. Конструкция лабораторных образцов

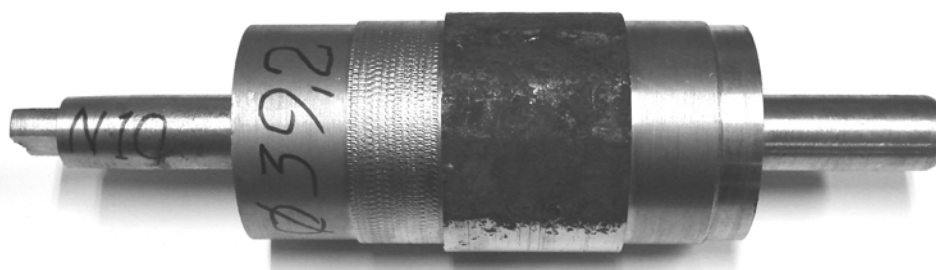


Рис. 2. Лабораторный образец РМШ

Механические характеристики лабораторных образцов определялись при симметричном и отнулевом циклах нагружения. Программа испытаний была одинаковой для всех образцов, в соответствии с которой арматура пальца лабораторного образца циклически закручивалась относительно неподвижно закрепленной охватывающей втулки на предварительно заданный угол с заданной частотой. Диапазон изменения амплитуды угла закручивания составлял от 7 до 21°. Угол закручивания образца ступенчато изменялся от опыта к опыту от минимального значения диапазона до максимального. После достижения максимального значения угла закручивания опыты продолжались в обратном порядке, т.е. угол закручивания от опыта к опыту от максимального значения ступенчато уменьшался до достижения минимального значения диапазона. При каждом фиксированном значении угла нагружение образцов осуществлялось с частотами: 0,61; 1,26; 2,31; 3,9 Гц. Перед каждым испытанием выполнялся тренировочный цикл.

При проведении опыта измерялись угол закручивания и соответствующий ему момент реакции шарнира в фиксированный момент времени. Запись результатов осуществлялась в дискретной форме с шагом по времени $2 \cdot 10^{-5}$ с в память ЭВМ. Длительность записи составляла 4 с.

В результате проведения эксперимента были получены зависимости угла закручивания шарнира и соответствующего ему

момента реакции, которые циклически изменялись с течением времени.

После обработки результатов эксперимента методом наименьших квадратов были построены графики зависимости момента реакции шарнира от угла закручивания (петля гистерезиса) для каждого из проведенных экспериментов (рис. 3).

Угол наклона этого графика к оси абсцисс соответствует жесткости шарнира, площадь петли – энергии, поглощенной материалом шарнира за один цикл.

На рисунке 4 представлены петли гистерезиса, полученные при последовательном пошаговом увеличении угла закручивания от опыта к опыту при фиксированной частоте. Как видно на представленных графиках, жесткость резиновых элементов зависит от угла закручивания и с увеличением его амплитуды уменьшается.

На рисунке 5 представлены петли гистерезиса, полученные при последовательном пошаговом уменьшении угла закручивания от опыта к опыту при фиксированной частоте. Как следует из представленных графиков, жесткость резиновых элементов с уменьшением амплитуды угла закручивания практически не меняется. Незначительное увеличение жесткости при малых амплитудах вызвано достаточно большим интервалом времени, прошедшим между испытанием с максимальной амплитудой и минимальной. Падение жесткости резиновых элементов с увеличением амплитуды объясняется тиксотропными свойствами материала.

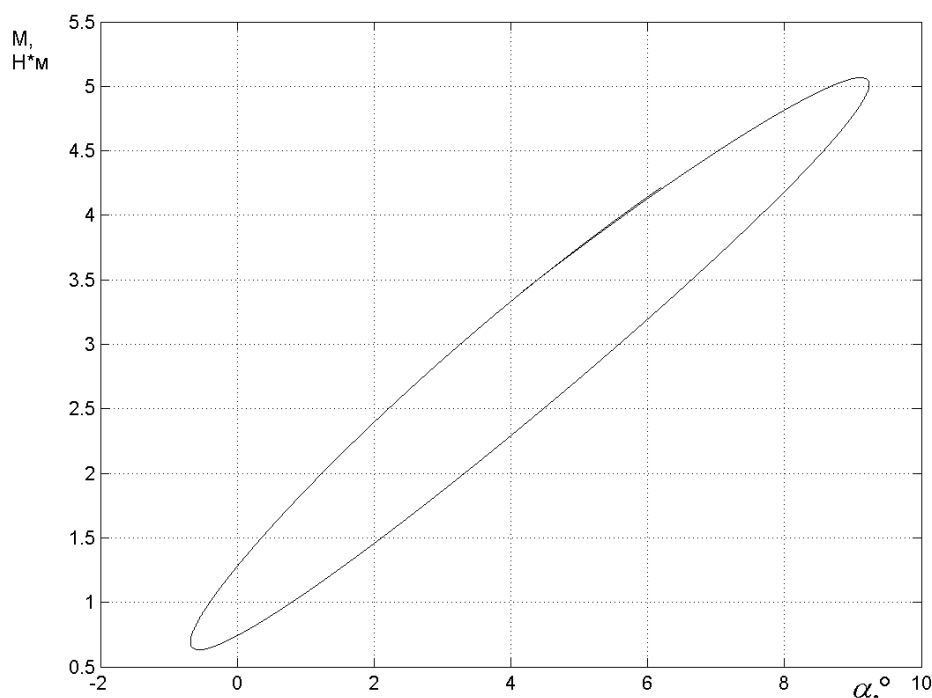


Рис. 3. Экспериментальная петля гистерезиса

Максимальный угол, на который закручиваются резиновые элементы, зависит от геометрических параметров гусеничного движителя (от диаметра ведущего или направляющего колес), и на момент проектирования РМШ является известной величиной. Уже после первых обходов шарнира по периметру гусеничной цепи во

время движения трактора жесткость резиновых элементов стабилизируется и будет равна жесткости, соответствующей максимальному углу закручивания. Таким образом, при проектировании РМШ для оценки усилий, вызванных жесткостью шарниров, достаточно знать жесткость при максимальном угле закручивания.

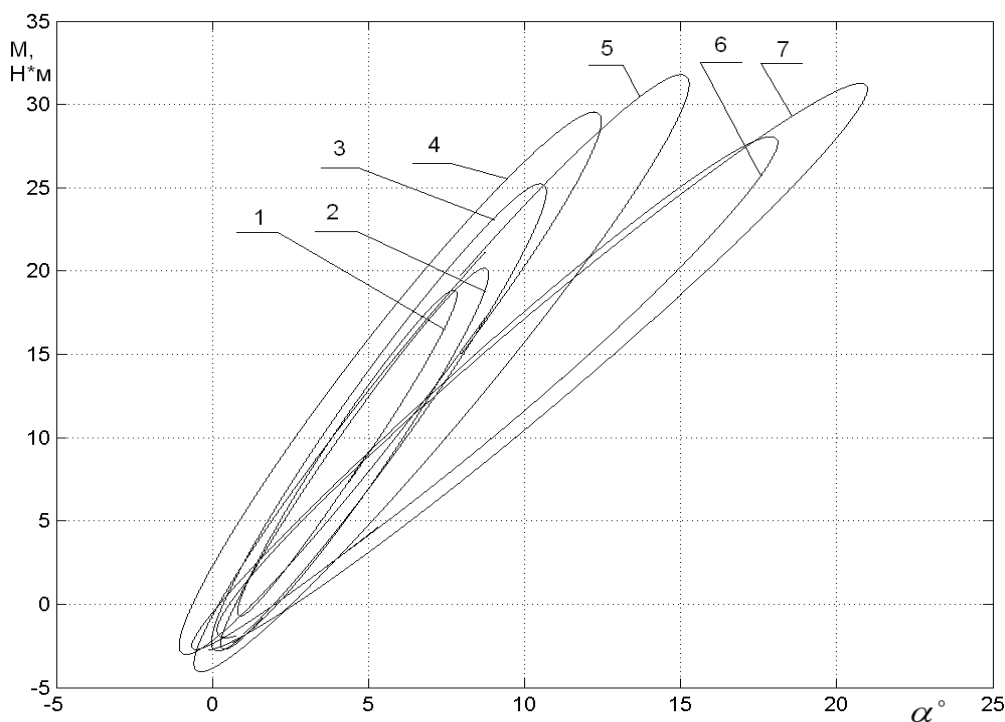


Рис. 4. Жесткость РМШ при увеличении амплитуды деформации

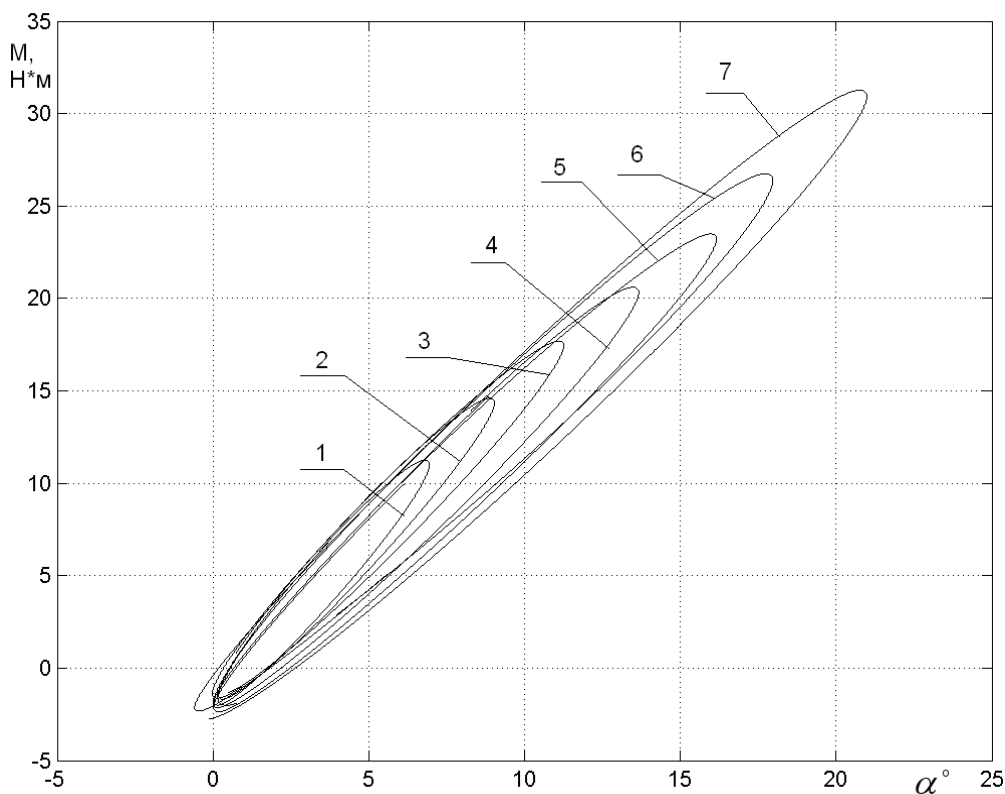


Рис. 5. Жесткость РМШ при уменьшении амплитуды деформации

На рисунке 6 представлены петли гистерезиса при фиксированной амплитуде при различных частотах нагружения. Как видно на представленных графиках, в рассматриваемом диапазоне частот жесткость резиновых элементов не зависит от частоты и, следовательно, от скорости деформирования материала.

Для определения влияния режимов нагружения на вязкость упругих элементов РМШ применялся расчетно-экспериментальный метод, суть которого заключалась в следующем. Для математической модели подбирались такие значения модуля вязкости, которые удовлетворяли бы полученным результатам эксперимента [3]. При этом режим нагружения в расчетной модели (угол закручивания, скорость изменения угла закручивания) полностью соответствовали режиму нагружения лабораторного образца.

На рисунке 7 представлена зависимость модуля вязкости от амплитуды и частоты нагружения. Такая качественная зависимость модуля вязкости характерна для всех образцов, подвергнутых испытаниям. Как следует из представленной графиче-

ской зависимости, значение модуля вязкости уменьшается как с увеличением частоты, так и с увеличением амплитуды, а, следовательно, величина модуля вязкости уменьшается с увеличением скорости деформирования материала.

Для оценки влияния степени запрессовки на вязкость материала на рисунке 8 представлены графические зависимости модуля вязкости от частоты нагружения при амплитуде угла закручивания 13° для образцов с различной величиной степени запрессовки. Как видно на рисунке, увеличение степени обжатия шарнира приводит к увеличению модуля вязкости.

Жесткость резиновых элементов уменьшается с увеличением амплитуды угла закручивания. В расчетной модели необходимо использовать жесткость, соответствующую максимальному углу закручивания. Частота в рассмотренном диапазоне не оказывает влияния на жесткость резиновых элементов, а следовательно, и скорость деформирования материала в рассмотренном диапазоне не влияет на его жесткость.

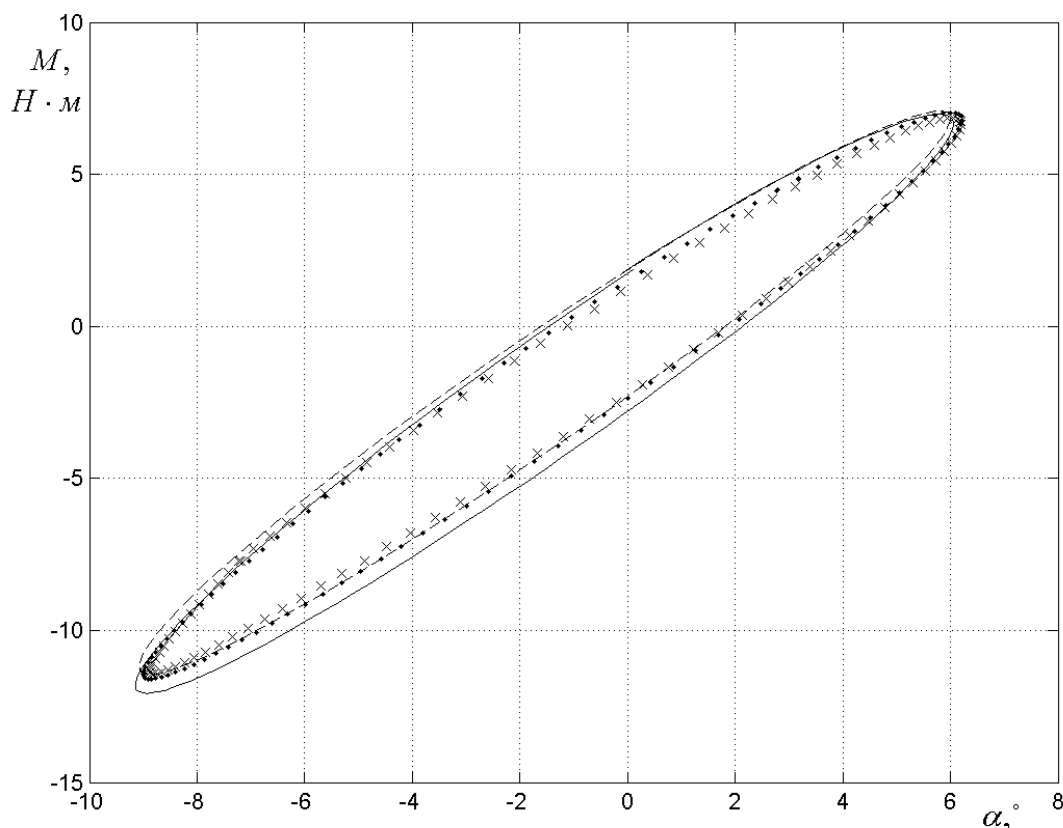


Рис. 6. Жесткость РМШ при различных частотах нагружения:
 x x x — частота нагружения 0,61 Гц; · · · — частота нагружения 1,26 Гц;
 --- — частота нагружения 2,31 Гц; сплошная линия — 3,9 Гц

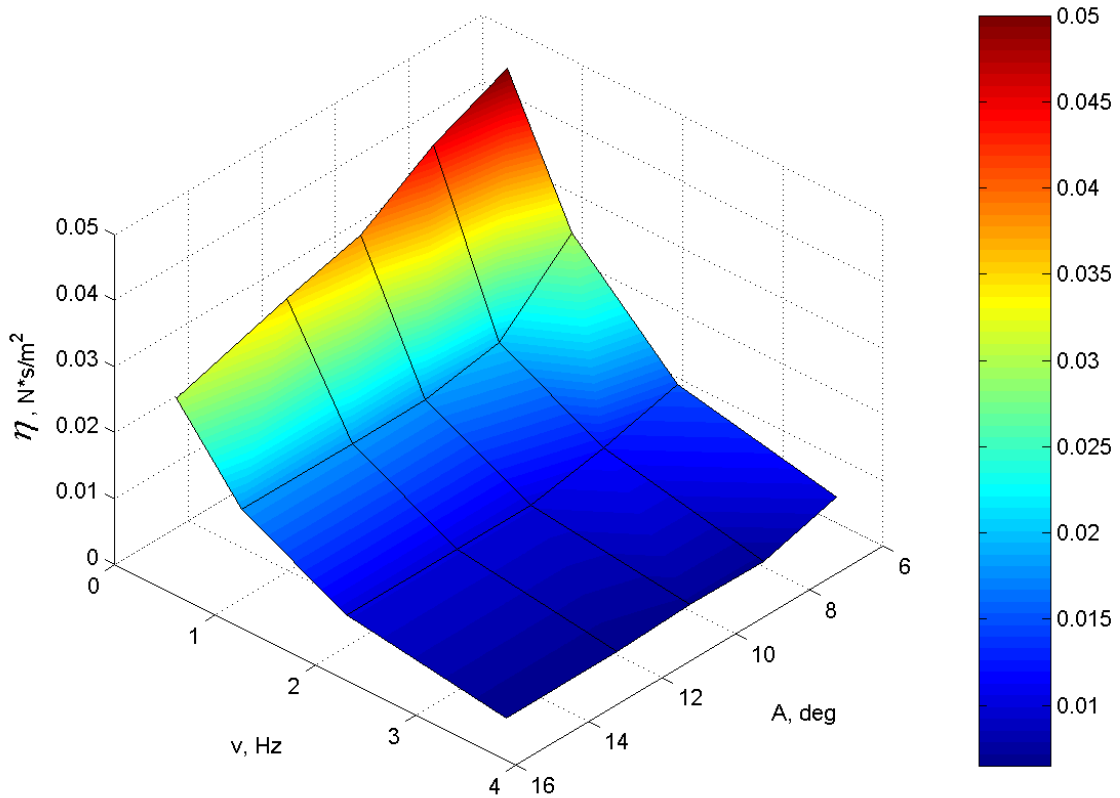


Рис. 7. Зависимость модуля вязкости от частоты нагружения и угла закручивания шарнира

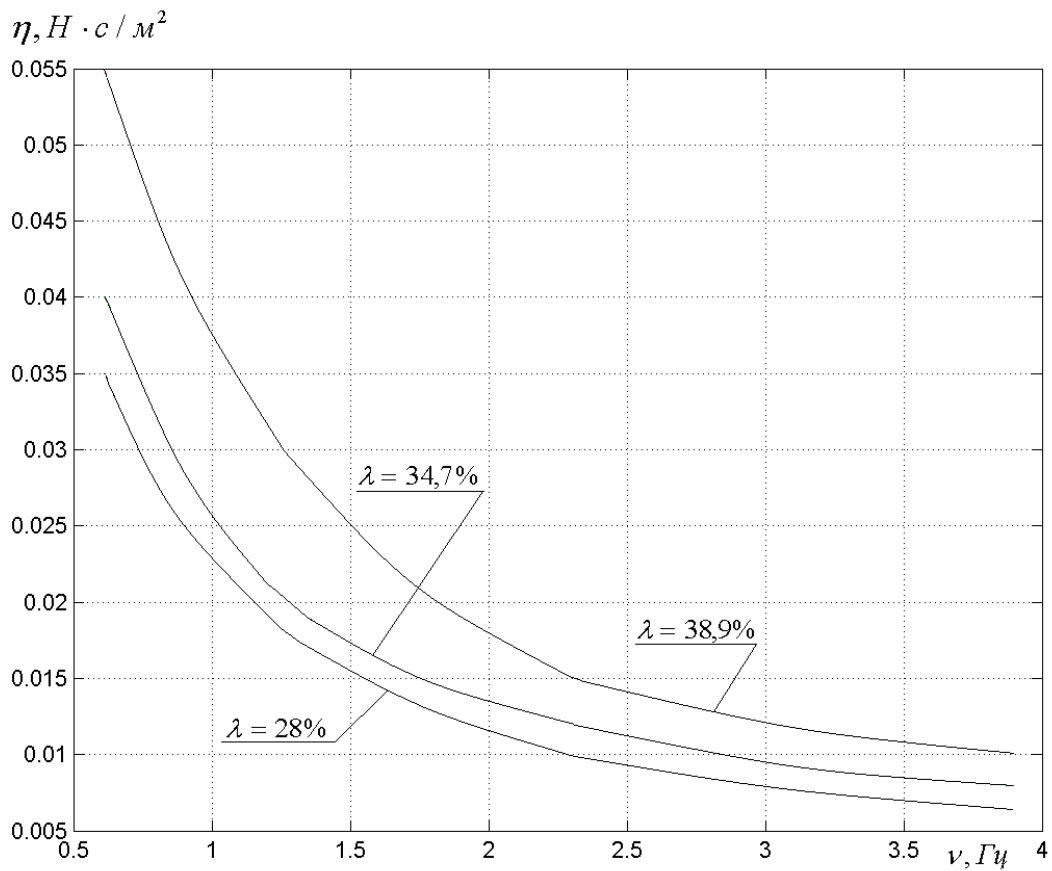


Рис. 8. Влияние степени запрессовки на вязкость упругих элементов РМШ

Выводы

Увеличение как амплитуды угла закручивания, так и частоты нагружения в рассмотренном диапазоне приводят к уменьшению модуля вязкости, а следовательно, увеличение скорости деформирования материала в рассмотренном диапазоне приводит к снижению модуля вязкости.

Увеличение степени запрессовки, следовательно, и величины гидростатического давления в материале приводят к увеличению модуля вязкости.

Математическая модель, описывающая механическое поведение материала упругих элементов РМШ при динамическом нагружении, должна учитывать влияние гидростатического давления и скорость деформирования материала на его модуль вязкости.

Библиографический список

1. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В.Ф. Платонов. М.: Машиностроение, 1973. С. 232.
2. Вербилов А.Ф. Оценка влияния параметров РМШ на неравномерность нагружения шарнирного соединения звеньев гусеничной цепи / А.Ф. Вербилов, С.А. Коростелев, В.В. Ковалев // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: сб. ст.; под ред. к.т.н., доцента С.А. Коростелева; Российская академия транспорта. АлтГТУ им. И.И. Ползунова. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006. С. 38-50.
3. Коростелев С.А. Определение характеристик резинометаллического шарнирного соединения при динамическом нагружении / С.А. Коростелев, Д.П. Боккин // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2008. № 42. С. 50-54.



УДК 629.113.004.12

**А.И. Валекжанин,
В.И. Поддубный,
А.С. Павлюк**

ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Ключевые слова: мобильная машина, седельный автопоезд, устройство для предотвращения складывания, задний ход, маневренность, угол складывания, угол поворота управляемых колес.

Шарнирно-соединенные мобильные машины находят широкое применение в сельском хозяйстве. По назначению их можно разделить на две группы – автотракторные поезда и машинно-тракторные агрегаты. В общем объеме сельскохозяйственных работ транспортные и погрузочные работы составляют 65-75% затрат труда и денежных средств [1]. Для выполнения перевозок используются как одиночные автомобили, так и автотракторные поезда. Автотракторные поезда обладают рядом недостатков, сдерживающих их широкое применение, к которым можно отнести: более худшую

управляемость, устойчивость, проходимость маневренность, особенно на дорогах с низким коэффициентом сцепления, наличие шарнирных связей между звеньями автотракторных поездов затрудняет или в определенных условиях практически исключает движение задним ходом.

Одним из способов, позволяющих улучшить управляемость, устойчивость и маневренность шарнирно-соединенных мобильных машин, является установка на них устройств для предотвращения складывания (*далее устройств*).

Целью настоящей работы является изучение влияния устройств на маневренность шарнирно-соединенных мобильных машин при движении задним ходом.

Объектом исследования является седельный автопоезд в составе тягача КамАЗ-5410 и полуприцепа ОдАЗ-9370, оснащенный устройством.