

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РЕЗИНОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГУСЕНИЧНОЙ ЦЕПИ С РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ШАРНИРАМИ

д.т.н. Шарипов В.М.¹, к.т.н. Барсуков Ю.Н.², к.т.н. Коростелев С.А.²

¹Московский политехнический университет,

²Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова,
trak@mami.ru

Представлены результаты экспериментального исследования нагрузок действующих в резино-металлическом шарнирном соединении гусеничного движителя сельскохозяйственного трактора класса 3. Гусеничный трактор был оснащен гусеницей с резинометаллическими шарнирами последовательного типа пятипроушинного варианта с ограничителем радиальной деформации. Для определения сил, действующих на шарнирное соединение, применялся тензометрический шарнир, также определялся угол относительно поворота звеньев гусеничной цепи. Кроме того, проведение исследований сопровождалось записью следующих параметров: частоты вращения вала двигателя, крутящего момента на валу сцепления, крутящего момента на ведущем колесе, числа оборотов ведущего колеса, числа оборотов путеизмерительного колеса. Указанные параметры определялись при движении трактора на различных передачах с диапазоном изменения крюковых нагрузок от 15 до 32 кН.

Проведенные экспериментальные исследования и их анализ показали, что ограничитель находится в контакте с поверхностью проушины при движении трактора на всех передачах при крюковой нагрузке превышающей 15 кН не только на ведущем участке гусеничного движителя, но и на опорной ветви. Резиновые элементы на всем контуре гусеничного обвода подвержены деформации в радиальном направлении. Величина радиальной деформации не является постоянной и на свободной ветви она составляет 0,05...0,15 мм и изменяется с частотой близкой к траковой. На всех участках гусеничного движителя закручивание резиновых элементов сопровождается пред-варительным деформированием в радиальном направлении.

Полученные результаты позволяют обосновать режимы нагружения резиновых элементов шарниров гусеничной цепи при стендовых испытаниях и при расчете их напряженно-деформированного состояния.

Ключевые слова: гусеничный движитель, резинометаллический шарнир, динамика гусеничного движителя, экспериментальное исследование динамики гусеничного движителя.

Введение

Стремление конструкторов повысить технико-экономические показатели современных гусеничных машин вынуждает применять полимерные материалы для создания более совершенных конструкций гусеничного движителя.

Повышение скоростей движения быстрых гусеничных машин и энергонасыщенности сельскохозяйственных тракторов привело к росту динамических нагрузок, действующих на элементы гусеничного движителя. Возросший уровень динамических напряжений отражается на прочности и долговечности элементов гусеничного движителя. Снижение динамических нагрузок в гусенич-

ном движителе представляет важную инженерную проблему, для решения которой необходимо исследовать процессы, происходящие при движении гусеничной машины, процессы взаимодействия элементов гусеничного обвода с ведущим и направляющим колесами, с опорными и поддерживающими катками, с поверхностью пути.

В конструкциях современных гусеничных машин для снижения динамических нагрузок и повышения ресурса гусеничного движителя применяют силовые резиновые и резинометаллические элементы [1]. Наибольшее распространение получила конструкция гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирами (РМШ) с силовыми резиновыми

элементами и с ограничителем радиальной деформации, обеспечивающими соединением траков гусеничной цепи [2]. В таком шарнире угловое перемещение траков относительно друг друга, обеспечивается за счет деформирования резиновых элементов, а растягивающее усилие передается как резиновыми элементами, так и их ограничителями деформации. Ограничители деформации воспринимают нагрузку при достижении радиальной силы, действующей на шарнирное соединение, некоторого значения, величина которого зависит от радиальной жесткости резиновых элементов и величины радиального зазора Δ между поверхностью ограничителя и поверхностью проушины трака. Применение РМШ в гусеничном движителе позволяет благодаря его упругим и демпфирующим свойствам значительно снизить динамические нагрузки, действующие на элементы не только гусеничного движителя, но и на элементы трансмиссии, исключить попадание абразива на поверхности трения шарнира, снизить потери мощности [3, 4].

Долговечность РМШ лимитируется долговечностью резиновых элементов. Определяющее влияние на срок службы резиновых элементов оказывает их напряженно-деформированное состояние [5], являющееся некоторой функцией конструктивных параметров РМШ, геометрии гусеничного обвода и режимов движения гусеничной машины.

При проектировании конструкции РМШ гусеничного движителя необходимо знать характер и величины действующих на них нагрузок при различных режимах движения гусеничной машины. Получить подобную информацию можно с помощью теоретических методов [6–12] или при проведении экспериментальных исследований [4].

Целью работы является экспериментальное исследование нагрузок, действующих в РМШ гусеничного движителя сельскохозяйственного трактора ДТ-75М класса 3, который оснащен гусеницей с РМШ последовательного типа пятипроушинного варианта с ограничителем радиальной деформации.

Методика экспериментальной оценки нагрузок на резиновые элементы гусеничной цепи с РМШ

Особенностью работы гусеничной цепи с РМШ является наличие переменных упругих моментов, действующих на смежные звенья

при перемещении их по контуру обвода.

Стремление разгрузить резиновые элементы шарниров от действия значительных радиальных усилий, не увеличивая при этом габариты соединения, привело к тому, что зазор между ограничителем и проушиной не превышает 0,4...0,7 мм и определяется технологией изготовления звеньев и возможностью сборки шарнирного соединения.

Таким образом, резиновые кольца шарнира испытывают в основном деформацию концентрического кручения, определяемую величиной угла относительного поворота смежных звеньев и конструкций шарнира (параллельная или последовательная работа резиновых колец). Наличие переменных упругих моментов, действующих на смежные звенья при движении их по контуру обвода, и радиальная податливость определяют соотношение сил действующих на элементы шарнира и углы относительного поворота смежных звеньев.

Для экспериментального исследования закономерности изменения сил, действующих в гусеничном упругом обводе, при полевых испытаниях применялся тензометрический шарнир, представленный на рис. 1.

Пятипроушинные звенья 1 и 2 гусеничной цепи с РМШ соединены тензометрическим пальцем 3, на котором наклеены в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях фольговые датчики 4. Тензометрический палец 3 ориентирован относительно звена 2 так, что один из измерительных мостов, образованных датчиками, реагирует на усилия, действующие в плоскости, параллельной беговым дорожкам (растягивающие усилия), а другой – на усилия в перпендикулярном направлении. Фиксация тензометрического пальца 3 в звене 1 осуществлена с помощью стопорного винта. Угол относительного поворота звеньев 1 и 2 определяется с помощью датчика 5.

Резиновые элементы тензометрического шарнира, расположенные в проушинах звеньев 1 и 2, воспринимают только радиальные нагрузки. Для создания упругого момента между звеньями 1 и 2 применяется компенсатор угловой жесткости 6.

Внутренние втулки компенсатора угловой жесткости шарнира 6 соединены со звеном 1. Наружная втулка компенсатора 6 соединена рычагом 7 со смежным звеном 2. Продольный рычаг 7 зафиксирован относительно звена 2 винтом, проходящим через сквозное окно в

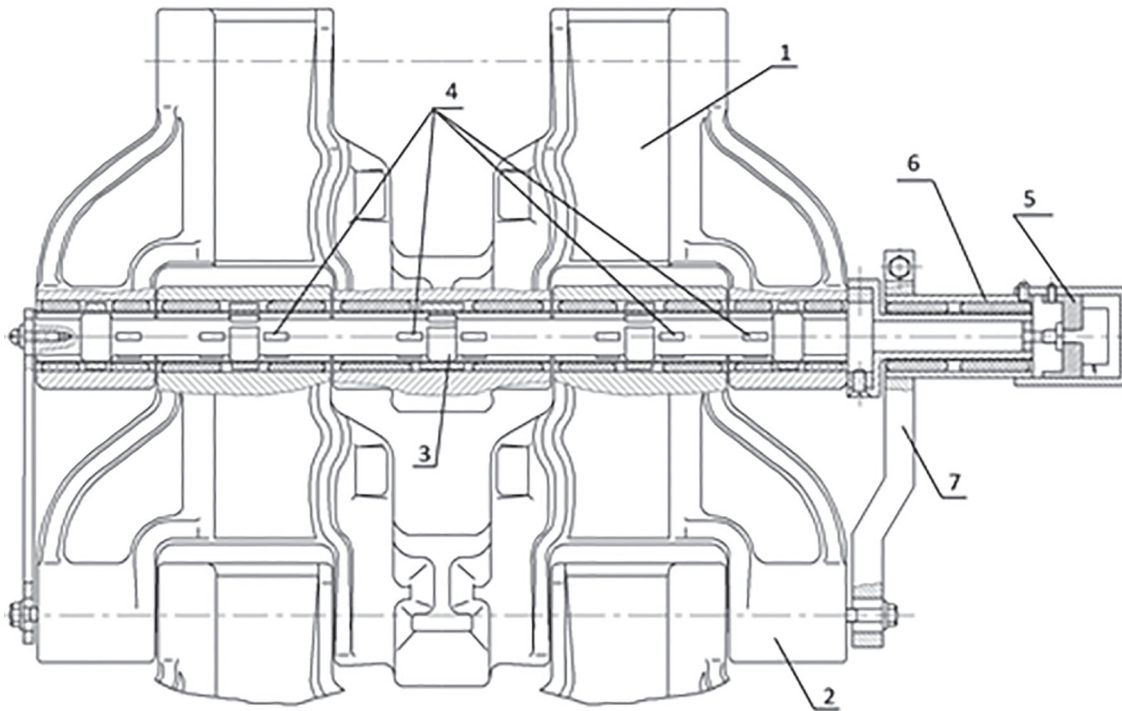


Рис. 1. Тензометрический шарнир гусеничной цепи с РМШ

рычаге 7 и закрепленным в резьбовом отверстии резинометаллического пальца. Клеммовое соединение рычага 7 с компенсатором угловой жесткости позволяет установить упругую систему в положении, соответствующем предварительному углу сборки звеньев.

При относительном повороте звеньев 1 и 2, соединенных тензометрическим шарниром, упругие элементы, расположенные в компенсаторе угловой жесткости, будут испытывать деформацию концентрического кручения, что вызовет появление упругих моментов, пропорциональных углу деформации и действующих на соединяемые указанным шарниром звенья.

Таким образом, условия равновесия тензометрического шарнира на любом участке обвода будут аналогичны условиям равновесия прочих шарниров на том же участке. Следует заметить, что в обычном шарнире рассматриваемого упругого обвода резиновые элементы работают последовательно, а в компенсаторе угловой жесткости соответствующая величина угловой жесткости шарнира достигается параллельной работой двух резиновых колец, т.е. угол концентрического кручения их вдвое больше, чем в остальных шарнирах цепи.

Силы, действующие в шарнирном соединении звеньев гусеничной цепи, воспринимаются тензометрическим пальцем 3. При работе

шарнира продольный рычаг 7 не воспринимает нагрузки, так как продольное окно, выполненное в нем для установки фиксирующего винта, позволяет рычагу перемещаться относительно измерительного звена 2.

При движении трактора тензометрический палец перемещается по контуру обвода и подвергается определенной деформации в зависимости от характера сил, действующих в соответствующей точке обвода. Тензометрические мосты, соединенные кабелем с усилительной и регистрирующей аппаратурой, позволяют записать закономерность изменения исследуемых сил.

Кроме сил, действующих в гусеничном обводе и относительного угла поворота звеньев, одновременно производились измерения и запись:

- усилия на крюке трактора;
- частоты вращения вала двигателя;
- крутящего момента фрикционного сцепления;
- крутящего момента на ведущем колесе;
- числа оборотов ведущего колеса, для определения теоретической скорости трактора;
- число оборотов путеизмерительного колеса, что позволяет определить действительную скорость трактора.

Результаты оценки нагрузок на резиновые элементы гусеничной цепи с РМШ

На рис. 2 представлены результаты измерения основных параметров для оценки зависимостей динамических нагрузок, действующих на шарнирное соединение от крюковой нагрузки, скорости движения трактора и положения

шарнира на обводе гусеничной цепи при движении трактора на 1-ой передаче.

Изменение параметров на рис. 2 представлено в зависимости от времени. Более полную картину дает представление параметров в зависимости от положения шарнира на контуре гусеничного обвода (см. рис. 3).

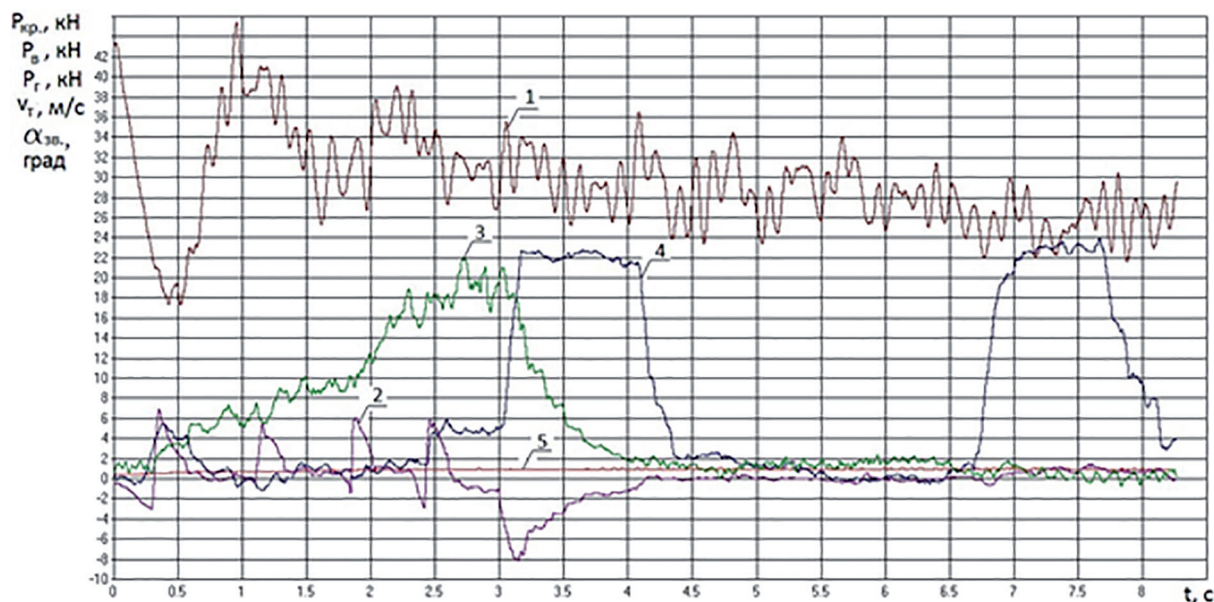


Рис. 2. Зависимость измеряемых параметров, характеризующих работу гусеничного движителя от времени: 1 – сила $P_{кр}$ на крюке трактора; 2 – сила $P_{в}$, действующая перпендикулярно растягивающему усилию в цепи; 3 – растягивающее усилие P_r в гусеничной цепи; 4 – угол $\alpha_{зв}$ относительного поворота звеньев; 5 – теоретическая скорость V_T движения трактора

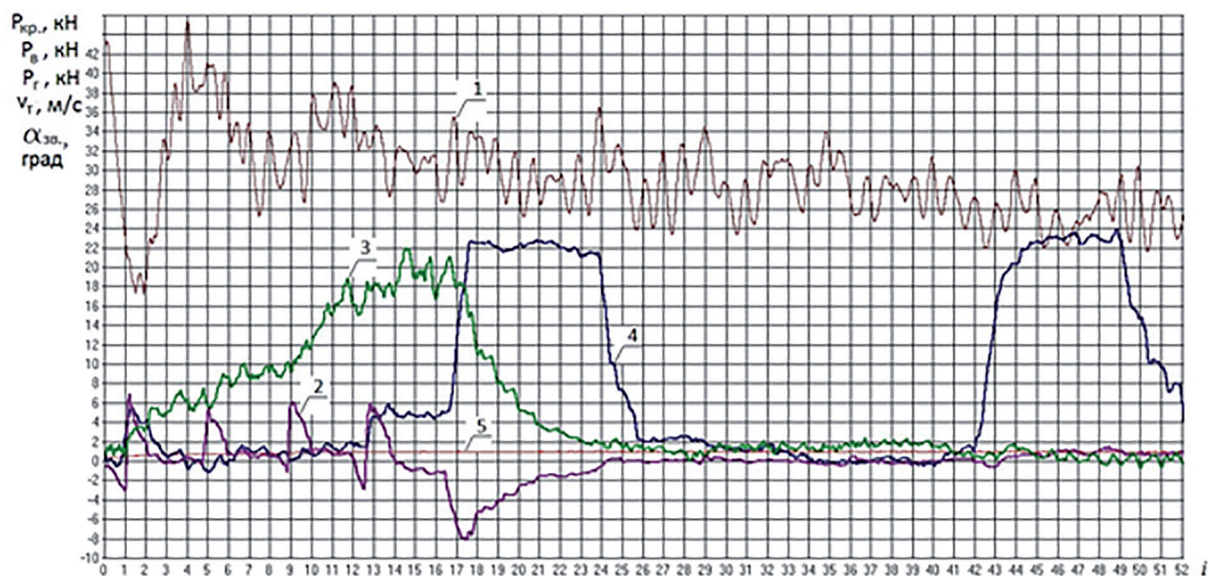


Рис. 3. Зависимость измеряемых параметров характеризующих работу гусеничного движителя от положения i -го шарнира на контуре гусеничного обвода: 1 – сила $P_{кр}$ на крюке трактора; 2 – сила $P_{в}$, действующая перпендикулярно растягивающему усилию в цепи; 3 – растягивающее усилие P_r в гусеничной цепи; 4 – угол $\alpha_{зв}$ относительного поворота звеньев; 5 – теоретическая скорость V_T движения трактора

На рис. 4 представлена схема, поясняющая положение шарнира на гусеничном обводе. Количество точек соответствует количеству звеньев гусеничной цепи.

Комплексе записанных параметров дает возможность произвести качественный и количественный анализ работы гусеничного движителя с РМШ.

На линии 2 (рис. 3) четко видны резкие изменения нагрузки на тензометрический палец в момент прохождения его под опорными катками (рис. 4 поз. 1, 5, 9, 13). При переходе опорного катка с одного звена на другое изменяется деформация тензометрического пальца, что проявляется в виде пиковых нагрузок, действующих перпендикулярно плоскости беговых дорожек.

Точка позиции 0 – определяет начало воздействия переднего опорного катка на измерительное звено, укладываемое под него. Участок линии 2 от позиции 1 до позиции 13 представляет график изменения вертикальной нагрузки на тензометрический палец за время нахождения его на опорном участке гусеничной цепи.

Точка между 16-ой и 17-ой позициями определяет момент начала входа цевки звена с тензометрическим шарниром в контакт с ведущим колесом. Резкое увеличение усилия, происходящее в течение перемещения измерительного шарнира на один шаг, т.е. за время входа звена в зацепление, объясняется поворотом звена, приводящим к изменению приложения силы к шарниру. Происходит перераспределение усилия из плоскости действия растягивающего усилия в плоскость перпендикулярную беговым дорожкам. Дальнейшее изменение кривой показывает, что измеряемое усилие непрерывно снижается по мере перемещения измерительного шарнира на дуге зацепления. При

движении шарнира по участку между ведущим и направляющим колесом измеряемое усилие (в плоскости, перпендикулярной растягивающей силе) практически отсутствует. Лишь в моменты прохождения измерительного шарнира над поддерживающими катками возникают кратковременные всплески с очень небольшой амплитудой – позиции 29 и 36. Момент входа в контакт шарнира с направляющим колесом определяется положением позиции 43, а выход его на переднюю наклонную ветвь – позицией 49. Увеличение измеряемого усилия на направляющем колесе связано с перераспределением результирующего усилия, действующего на шарнир между продольной и нормальной составляющими.

Растягивающее усилие в гусеничной цепи, график которого изображает линия 3 (см. рис. 3), возрастает (интервал позиций 0–17) по мере перемещения измерительного шарнира от переднего опорного катка к заднему (опорный участок). После окончания процесса укладки звена на ведущее колесо растягивающее усилие, действующее на шарнир, постепенно уменьшается. Наиболее резкое падение наблюдается в процессе входа в зацепление следующего (соседнего с измерительным) звена, дальнейшее снижение силы происходит более плавно. Выход звена из зацепления не сопровождается сколь-нибудь заметным изменением растягивающей силы. При перемещении измерительного шарнира на остальных участках упругого гусеничного обвода существенных изменений растягивающей силы не обнаруживается.

Особенности изменения угла относительного поворота смежных звеньев при движении их по контуру обвода можно установить, используя линию 4 (см. рис. 3). Момент начала

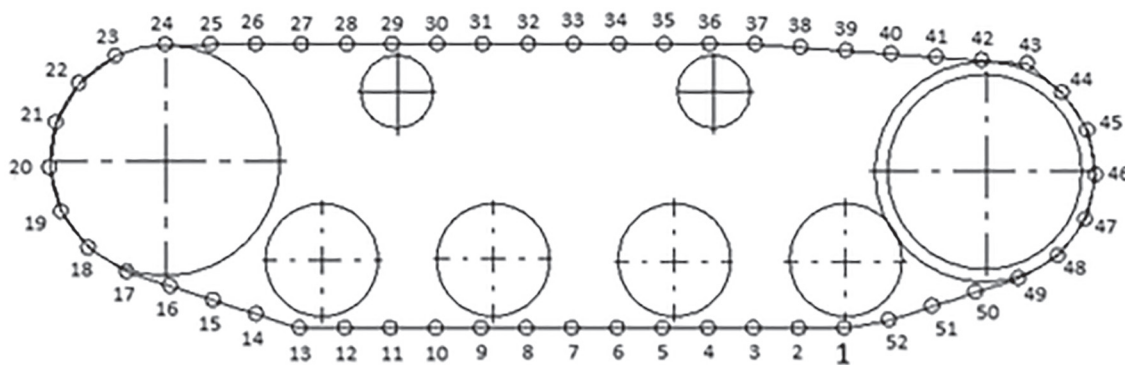


Рис. 4. Положение шарнира на контуре гусеничного обвода

поворота укладываемого под передний опорный каток звена относительно смежного, соединенного с ним измерительным шарниром, определяется точкой 0. После укладки звена на опорную поверхность наблюдается относительный поворот смежных звеньев (позиция 1) на угол $5,7^\circ$. Это объясняется податливостью грунта при прохождении первого опорного катка. Проход первого опорного катка по звену уплотняет грунт и при прохождении последующих катков (позиции 5, 9, 13), относительный поворот звеньев не превышает 2° . Между 12-ой и 13-ой позициями начинается поворот звена при выходе его из-под заднего опорного катка.

На ведущем участке (интервал позиций 13–16,5) угол между смежными звеньями составляет чуть менее 5° . Положение 16,5 соответствует моменту входа в контакт измерительного шарнира с ведущим колесом, что характеризуется возрастанием нагрузки на тензометрический палец и увеличением угла относительного поворота смежных звеньев.

Участок от положения 17,5 до 24 показывает, что угол между смежными звеньями, уложенными на ведущее колесо, изменяется в пределах одного градуса от момента укладки звена до начала его выхода из зацепления. После выхода звена из зацепления (позиция 24) угол между звеньями не обращается в нуль, что является особенностью работы гусеницы с РМШ. Лишь на расстоянии двух звеньев от второго поддерживающего ролика угол между звеньями становится равным нулю. На направляющем колесе (позиции 43–49) угол относительного поворота смежных звеньев имеет незначительные колебания, не превышающие одного градуса.

Для всех параметров в обводе и на крюке отмечается переменный характер с периодом, равным шагу гусеницы. Это явление объясняется звенчатостью гусеничной цепи и периодическим, через шаг, удлинением ведущего участка.

На ведущем участке (позиции 13–17) наблюдается наибольшая пульсация растягивающего усилия в цепи с частотой, равной шагу цепи, что объясняется периодическим удлинением ведущего участка при выходе очередного звена из-под заднего опорного катка.

При сборке РМШ гусеничного движителя смежные звенья располагаются под некоторым углом (предварительный угол сборки), поэтому, когда угол относительного поворота

звеньев равен нулю – шарнир закручен на величину предварительного угла сборки. Когда угол относительного поворота смежных звеньев больше предварительного угла сборки, то угол закручивания шарнира меньше величины относительного поворота на угол сборки шарнира. Резиновые элементы шарнира, расположенные в проушинах смежных звеньев при последовательной работе, обладают одинаковой угловой жесткостью, поэтому угол закручивания резиновых элементов будет равен половине угла закручивания шарнира. Учитывая вышесказанное, угол закручивания резиновых элементов шарнира определяется выражением

$$\alpha_{\text{РЭ}} = 0,5 \cdot (\alpha_{\text{ЗВ}} - \alpha_{\text{СБ}}), \quad (1)$$

где $\alpha_{\text{ЗВ}}$ – угол относительного поворота звеньев; $\alpha_{\text{СБ}}$ – угол относительного поворота звеньев во время сборки шарнира.

При определении напряженно-деформированного состояния резиновых элементов РМШ граничные условия задаются в перемещениях. Радиальная деформация резинового элемента (эксцентриситет) определяется отношением результирующей радиальной силы к суммарной радиальной жесткости резиновых элементов шарнира расположенных в проушинах одного звена. Результирующая сила, действующая на шарнир, определяется выражением

$$P_p = \sqrt{P_r^2 + P_b^2}, \quad (2)$$

где P_r – растягивающее усилие в цепи; P_b – усилие, действующее на шарнир нормально к растягивающему усилию в цепи.

Для рассматриваемой конструкции суммарная радиальная жесткость резиновых элементов двойных проушин составляет 14,748 кН/мм, а тройных – 13,756 кН/мм (меньше в 1,072 раза). Среднее значение зазора между ограничителем и проушиной для рассматриваемой конструкции составляет 0,5 мм.

На рис. 5 представлены зависимости, полученные с учетом выражений (1) и (2).

Проанализируем зависимости, характеризующие нагружение резиновых элементов шарнира от положения на контуре гусеничного обвода (рис. 5). Результирующая радиальная сила, действующая на резиновые элементы, возрастает на всем протяжении опорной ветви. В позиции 1 при прохождении первого опорного катка радиальная деформация резиновых элементов достигает величины радиального зазора (линия 5). Далее под действием

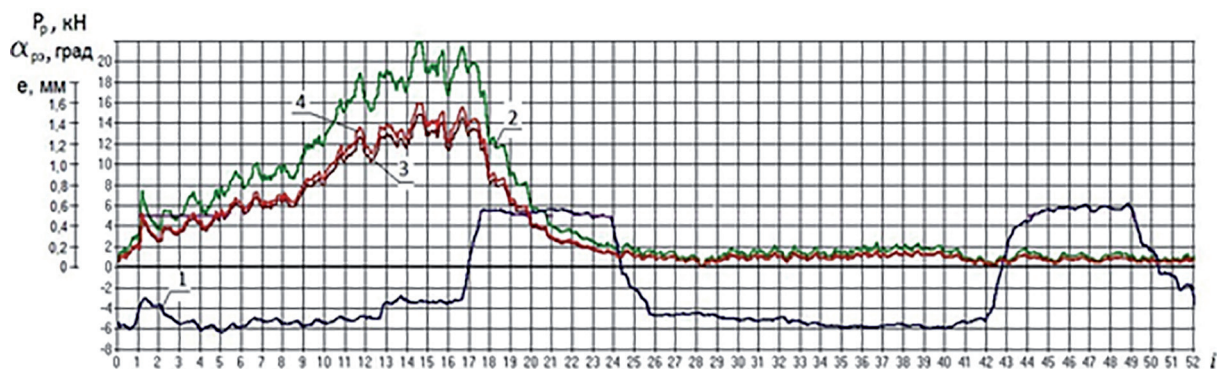


Рис. 5. Зависимости угла α_{pz} закручивания (1) резиновых элементов, результирующей силы P_p (2), радиальной деформации e резиновых элементов двойных (3) и тройных (4) проушин от положения i -го шарнира на контуре гусеничного обвода

результатирующей радиальной силы радиальная деформация резиновых элементов возрастает до позиции 5, т.е. до прохождения второго опорного катка. При этом эксцентриситет резиновых элементов изменяется с траковой частотой, а размах колебаний относительно деформированного состояния достигает 0,1 мм. На рис. 5 величина радиальной деформации представлена без учета влияния ограничителя деформации. В реальной конструкции после позиции 5 происходит касание ограничителя и проушины и вплоть до позиции 20 величина радиальной деформации резиновых элементов равна 0,5 мм. Начиная с позиции 3, резиновые элементы закручены на угол $-5,8^\circ$ и подвергаются закручиванию относительно этого положения с размахом $0,5^\circ$ и с траковой частотой. Все это время ограничитель находится в контакте с проушиной и, следовательно, его поверхность и поверхность проушины подвергаются изнашиванию. В позиции 13 звено выходит из-под последнего опорного катка, угол закручивания уменьшается до $-3,6^\circ$, при этом процесс поворота шарнира протекает при контакте ограничителя и проушины. От позиции 16,5 до 17,5 резиновые элементы закручиваются из положения $-3,6^\circ$ до $5,5^\circ$, проходя через нуль. При этом ограничитель находится в контакте с проушиной. Дальнейшее движение шарнира по дуге зацепления приводит к падению результирующей радиальной силы, разгрузке ограничителей вплоть до выхода из контакта с проушиной в позиции 20. Вплоть до выхода из зацепления (позиция 24) радиальная деформация резиновых элементов продолжает уменьшаться и в момент выхода не превышает 0,2 мм, после чего резиновые элементы закручиваются из положения $5,0^\circ$ до $-4,7^\circ$, проходя

через нуль. Дальнейшее движение шарнира сопровождается падением радиальной деформации до 0,1 мм и колебанием относительно этой величины с размахом 0,04 мм, при этом вплоть до контакта с направляющим колесом (позиция 42) резиновые элементы закручиваются от $-4,7^\circ$ до $-5,9^\circ$. В начале укладки звеньев на направляющее колесо радиальная деформация резиновых элементов составляет 0,07 мм, при этом они закручиваются из положения $-5,9^\circ$ до $5,9^\circ$ проходя через нуль. Движение шарнира по направляющему колесу, выход на переднюю наклонную ветвь и укладка на опорную ветвь сопровождаются минимальной радиальной деформацией резиновых элементов не превышающей 0,05...0,07 мм.

На рис. 6 приведены зависимости радиальной деформации и угла закручивания резиновых элементов при движении трактора ДТ-75М на различных передачах (1 – первая передача, 2 – третья передача, 3 – пятая передача, 4 – седьмая передача).

Представленные зависимости показывают, что в рассмотренном диапазоне тяговых усилий (15–32 кН) радиальная деформация резиновых элементов возрастает при движении шарнира по опорному участку. Каждое прохождение шарнира под опорным катком сопровождается деформацией резиновых элементов на величину радиального зазора (линия 5) между ограничителем и проушиной, т.е. до касания ограничителя и проушины. На всех передачах на ведущем участке в рассмотренном диапазоне тяговых усилий ограничитель находится в контакте с поверхностью проушины. На опорном участке радиальная деформация резиновых элементов достигает величины радиального зазора при движении трактора на 1–5-ой

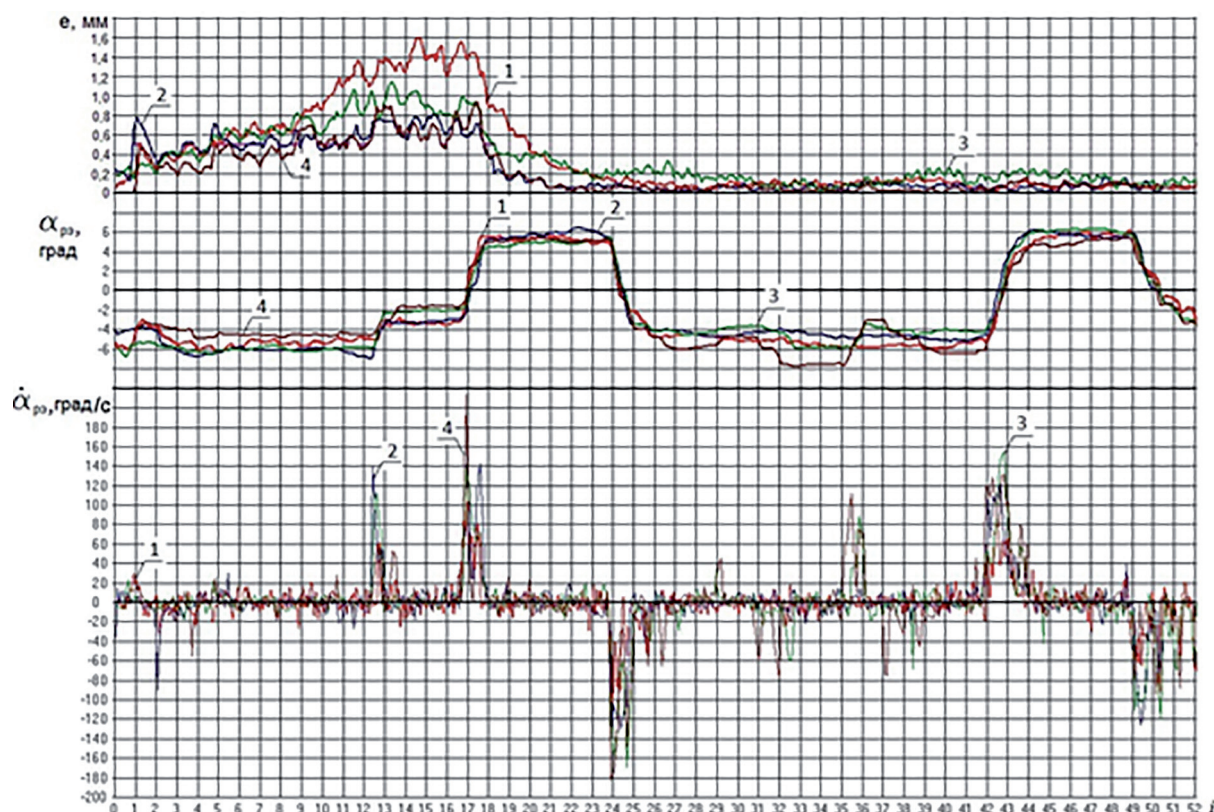


Рис. 6. Зависимости радиальной деформации e резиновых элементов тройных проушин, угла α_{pz} и скорости $\dot{\alpha}_{pz}$ закручивания резиновых элементов от положения i -го шарнира на контуре гусеничного обвода

передачах при прохождении второго опорного катка (положение шарнира 5), на 7-ой передаче – при прохождении третьего опорного катка (положение 9). После выхода шарнира из зацепления с ведущим колесом (положение 24) радиальная деформация не превышает 0,2 мм. Превышение радиального зазора 0,2 мм (позиции 26 и 40) на 5-ой передаче вызвано колебаниями крюковой нагрузки и угловыми колебаниями корпуса трактора.

Угол закручивания резиновых элементов на опорном участке находится в диапазоне от $6,0^\circ$ до $-4,0^\circ$, на рабочей ветви – от $-4,0^\circ$ до $-2,0^\circ$, после входа в зацепления (положение 17) резиновые элементы закручиваются от $-2,0^\circ$ до $6,0^\circ$. На свободной ветви на 1–5-ой передачах угол закручивания изменяется в диапазоне от $-6,0^\circ$ до $-4,0^\circ$. Прохождение шарнира между поддерживающими катками на 7-ой передаче сопровождается увеличением угла закручивания до $-7,8^\circ$.

В математической модели движения элементов гусеничного движителя [11], для описания вязкоупругой связи с помощью резиновых элементов применяется модель Кельвина-Фойхта. При динамическом деформировании резино-

вых элементов модуль вязкости для модели Кельвина-Фойхта зависит от скорости деформирования. Представленные на рис. 6 зависимости скорости угла закручивания резиновых элементов от положения шарнира позволяют оценить ее величину и обоснованно выбрать значение модуля вязкости. Скорость закручивания резиновых элементов шарнира достигает максимальных значений во время закручивания шарнира при входе на дугу зацепления (положения 17–18). Прохождение участков контура гусеничного обвода при выходе звена из-под последнего опорного катка (положения 12–13), выходе с дуги зацепления (положения 24–25), при укладке на направляющее колесо (положения 42–43), переходе на переднюю наклонную ветвь с направляющего колеса (положения 49–50) также сопровождаются резким ростом скорости закручивания резинового элемента шарнира.

Выводы

В результате экспериментальных исследований установлено, что ограничитель деформации резиновых упругих элементов РМШ находится в контакте с поверхностью проушины

при движении трактора ДТ-75М класса 3 на всех передачах при крюковой нагрузке превышающей 15 кН не только на ведущем участке гусеничного движителя, но и на опорной ветви. При этом резиновые элементы на всем контуре гусеничного обвода подвержены деформации в радиальном направлении. Величина радиальной деформации не является постоянной и на свободной ветви она составляет 0,05...0,15 мм и изменяется с частотой близкой к траковой. На всех участках гусеничного движителя закручивание резиновых элементов РМШ сопровождается предварительным деформированием в радиальном направлении.

Полученные результаты позволяют обобщать режимы нагружения резиновых элементов РМШ гусеничной цепи трактора при стендовых испытаниях и при расчете их напряженно-деформированного состояния.

Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Шарипов В.М., Апельинский Д.А., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2012. 790 с.
3. Барсуков Ю.Н., Беседин Л.Н., В.Ф. Комаров В.Ф. Экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии трактора класса 3 тс // Сборник научных трудов АПИ. Барнаул, 1975. Вып. 54. С. 69–75.
4. Барсуков Ю.Н., Беседин Л.Н., Болгов А.Т., Толчинский Н.А. Влияние резинометаллической гусеницы на динамические нагрузки в силовой передаче и гусеничном обводе трактора класса 3т // Труды АПИ. Исследование рабочих процессов в основных системах гусеничных тракторов: сб. науч. тр. – Барнаул: АПИ, 1973. Вып. 23. С. 56–65.
5. Коростелев С.А. Совершенствование формы резинового элемента РМШ гусеничного движителя / С.А. Коростелев // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 6. С. 38–40.
6. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М.: Машиностроение, 1973. 232 с.
7. Дружинин В.А. Моделирование динамического поведения гусеничного движителя трактора // Повышение технического уровня тракторного и сельскохозяйственного машиностроения: Межвуз. сб. Алтайского политехнического ин-та, 1989. С. 36–40.
8. Choi J.H., Lee H.C, Shabana A.A. Spatial Dynamics of Multibody Tracked Vehicles Part I: Spatial Equations of Motion // Vehicle System Dynamics. 1998. Vol. 29, № 1. P. 27–49.
9. Lee H.C., Choi J.H., Shabana A.A. Spatial Dynamics of Multibody Tracked Vehicles Part II: Contact Forces and Simulation Results // Vehicle System Dynamics. 1998. Vol. 29, № 2. P. 113–137.
10. Коростелев С.А., Вербиллов А.Ф., Ковалев В.В. Теоретическое исследование динамической нагруженности резинометаллических шарнирных соединений гусеничного движителя с ограничителями радиальной деформации // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2012. Т. 14. № 1(2). С. 381–383.
11. Коростелев С.А., Вербиллов А.Ф., Ковалев В.В. Исследования продольных колебаний ведущего участка гусеничной цепи с резинометаллическими шарнирными соединениями // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т.16. № 1(2). С. 419–421.
12. Коростелев С.А. Математическая модель динамического деформирования РМШ комбинированного типа при кручении // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. 2011. № 2. С. 212–215.

References

1. Sharipov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Design and calculations of tractors]. Moscow. Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
2. Sharipov V.M., Apelinskiy D.A., Arustamov L.Kh. i dr. *Traktory. Konstruktsiya* [Tractors. Design]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow. Mashinostroenie Publ., 2012. 790 p.
3. Barsukov Yu.N., Besedin L.N., V.F. Komarov V.F. Experimental study of dynamic load of transmission of 3ts class tractor *Sbornik nauchnykh trudov API. Barnaul*, 1975. Vyp. 54, pp. 69-75 (In Russ.).
4. Barsukov Yu.N., Besedin L.N., Bolgov A.T., Tolchinskiy N.A. The influence of rubber-metallic track on dynamic loads in power transmission and track bypass of 3t class *Trudy API. Issledovanie rabochikh protsessov v osnovnykh sistemakh gusenichnykh traktorov. Sb. nauch. tr. Barnaul. API* [Proceedings of API. Study of working processes in the major systems of crawler tractors: collection of scientific works – Barnaul: API], 1973. Vyp. 23, pp. 56-65 (In Russ.).
5. Korostelev S.A. The improvement of the form of the rubber element rubber-metallic hinges of tracked propeller. *Traktory i sel'khovmashiny*. 2011. No 6, pp. 38-40 (In Russ.).

6. Platonov V.F. *Dinamika i nadezhnost' gusenichnogo dvizhitelya* [Dynamics and reliability of tracked propeller]. Moscow. Mashinostroenie Publ., 1973. 232 p.
7. Druzhinin V.A. Modeling the dynamic behavior of the caterpillar drive of the tractor. *Povyshenie tekhnicheskogo urovnya traktornogo i sel'skokhozyaystvennogo mashinostroeniya. Mezhevuz. sb. Altayskogo politekhnicheskogo in-ta* [Increasing the technical level of tractor and agricultural machinery: interuniversity proceedings of Altai Polytechnic Institute], 1989, pp. 36-40 (In Russ.).
8. Choi J.H., Lee H.C., Shabana A.A. Spatial Dynamics of Multibody Tracked Vehicles Part I: Spatial Equations of Motion // *Vehicle System Dynamics*. 1998. Vol. 29, № 1. P. 27-49.
9. Lee H.C., Choi J.H., Shabana A.A. Spatial Dynamics of Multibody Tracked Vehicles Part II: Contact Forces and Simulation Results // *Vehicle System Dynamics*. 1998. Vol. 29, № 2. P. 113-137.
10. Korostelev S.A., Verbilov A.F., Kovalev V.V. Theoretical investigation of dynamic response of elastomeric hinge connections of caterpillar mover with radial deformation limiters. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk* [Proceedings of the Samara scientific center, Russian Academy of Sciences]. 2012. Vol. 14. No 1(2), pp. 381-383 (In Russ.).
11. Korostelev S.A., Verbilov A.F., Kovalev V.V. The study of longitudinal oscillations of the driving phase of a track chain with rubber-metal articulated joints. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk* [Proceedings of the Samara scientific center, Russian Academy of Sciences]. 2014. Vol. 16. No 1(2), pp. 419-421 (In Russ.).
12. Korostelev S.A. Mathematical model of dynamic deformation of rubber-metallic hinges of combined type when torsion. *Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dal'nego Vostoka* [Scientific transport problems of Siberia and the Far East]. 2011. No 2, pp. 212-215 (In Russ.).

EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE LOADS INFLUENCING THE RUBBER PARTS OF TRACK CHAIN WITH RUBBER AND METALLIC HINGES

Dr. Eng. **V.M. Sharipov**, Ph.D. **Y.N. Barsukov**, Ph.D. **S.A. Korostylev**
 Moscow Polytechnic University,
 Polzunov Altai State Technical University
 trak@mami.ru

The results of experimental research of loads acting in rubber and metallic hinges of track chain for agricultural tractors of class 3 are shown. Tracked tractor was equipped with a caterpillar with rubber-metallic hinges of sequential type of five towing point variant with restrictor of radial deformation. To determine the forces acting on hinge was used strain-gauge joint and angle relative to the rotation of track chain was defined. In addition, the research was accompanied by a recording of the following parameters: frequency of rotation of the motor shaft, torque on the shaft of clutch, torque on driving wheel, number of revolutions of the drive wheel, number of revolutions of track-measuring device. These parameters were determined during tractor movement at different gears with changing range of hook loads from 15 to 32 kN.

Experimental studies and their analysis showed that the restrictor is in contact with the surface of towing point during movement of the tractor in all gears when hooking load exceeds 15 kN, not only in the driving area of caterpillar tracks, but also on the supporting unit. Rubber elements on the contour of the tracked bypass are subject to deformation in the radial direction. The radial displacement is not constant and on free unit values 0.05...0.15 mm and varies with frequency close to track one. On all parts of caterpillar tracks the twisting of the rubber elements is accompanied by a preliminary deformation in the radial direction.

The obtained results allow to substantiate the modes of loading rubber components of track chain hinges for bench testing and when calculating the stress-strain state.

Keywords: caterpillar propeller, rubber-metal hinge, dynamics of caterpillar propeller, experimental study of dynamics of caterpillar propeller.