

УДК 621.85

DOI: 10.35211/2500-0586-2024-3-48-37-43

*В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, П. В. Потапов
А. И. Искалиев, А. А. Пушкарев, А. В. Калмыков*

УСТРОЙСТВА ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ КРУТИЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

shehovtsov@vstu.ru, tslmvvsturu@mail.ru, paulflinx@gmail.com,
asamat-iskaliyev@mail.ru, ts@vstu.ru, kfj_kav@mail.ru

Автор, ответственный за переписку: Виктор Викторович Шеховцов, shehovtsov@vstu.ru

В статье рассмотрены технические решения предложенных и запатентованных авторами устройств для управления крутильной жесткостью трансмиссии транспортного средства. Одно из таких устройств имеет в своем составе муфту с линейно-нелинейной упругой характеристикой. Каждая из этих характеристик используется на разных режимах нагружения. Второе устройство содержит специальный блок, вариатор жесткости, использование которого обеспечивает возможность в соответствии с нагрузочным режимом получать нужную упругую характеристику.

Ключевые слова: трансмиссия транспортного средства, динамическая нагруженность, крутильные колебания, управление крутильной жесткостью трансмиссии

*V. V. Shekhovtsov, M. V. Ljashenko, P. V. Potapov
A. I. Iskaliyev, A. A. Pushkarev, A. V. Kalmykov*

MECHANISMS FOR TORSIONAL STIFFNESS CONTROL OF VEHICLE TRANSMISSION

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

This article presents technical solutions of proposed and patented mechanisms for torsional stiffness control of a vehicle transmission. One of those mechanisms includes the coupling with linear-nonlinear elastic characteristic. Each characteristic is used at various load regimes. Second mechanism includes the special block – the stiffness variator providing necessary elastic characteristic in accordance with load regime.

Keywords: vehicle transmission, dynamic loading, torsional stiffness, transmission torsional stiffness control

Введение

В состав трансмиссий тяговых и транспортных средств входит комплекс узлов от двигателя до ведущего колеса. В механических трансмиссиях валопровод включает в себя практически исключительно детали из металла. Эти детали в процессе эксплуатации испытывают нагрузки динамического характера, из-за чего в валопроводе постоянно формируется сложная картина крутильных колебаний. Они генерируются в результате высокочастотного изменения крутящего момента двигателя от каждой из его гармонических составляющих. Низкочастотные и среднечастотные колебания генерируются в результате передающихся со стороны ходовой системы и подвески возмущений от неровностей почвенного фона и от вертикальных, продольно- и поперечноугловых колебаний остова машины. Также управляющие воздействия оператора при изменении скорости и направления движения машины вызывают возмущения в силовой цепи. Во время крутильных колебаний нарушается взаимное пространственное расположение контактирующих деталей – зубчатых колес, валов, подшипников; нарушаются также законы их движения. При

стотные и среднечастотные колебания генерируются в результате передающихся со стороны ходовой системы и подвески возмущений от неровностей почвенного фона и от вертикальных, продольно- и поперечноугловых колебаний остова машины. Также управляющие воздействия оператора при изменении скорости и направления движения машины вызывают возмущения в силовой цепи. Во время крутильных колебаний нарушается взаимное пространственное расположение контактирующих деталей – зубчатых колес, валов, подшипников; нарушаются также законы их движения. При

этом в материале деталей формируются дополнительные напряжения, которые при больших амплитудах колебаний могут быть сравнимыми с расчетными номинальными. В результате длительного действия крутильных колебаний в материале возникают и накапливаются усталостные повреждения, которые в итоге могут привести к отказам и поломкам [1–10].

Динамическая нагруженность силовой передачи машины зависит от упругих и диссипативных свойств ее валопровода [11–18]. Составляющие его металлические детали обладают незначительными упругими свойствами, поэтому в состав передачи включают специальные податливые устройства, при помощи которых срезаются пики динамических нагрузок и снижается общая динамическая нагруженность передачи. Наиболее распространенными среди этих устройств являются упругие муфты. Большинство конструкций этих муфт содержит элементы, упругие характеристики которых не изменяются в зависимости от частот и амплитуд нагружающих воздействий. Тем временем предпочтение следует отдавать устройствам, упругие свойства которых автоматически адаптивно изменяются в зависимости от амплитудно-частотного состава нагрузок. Авторами статьи предложены технические решения таких устройств, конструкция и работа которых рассмотрены ниже.

1. Муфта с линейно-нелинейной упругой характеристикой

В составе силовых передач гусеничных машин одним из самых нагруженных является комплекс узлов ведущего моста, детали которого постоянно подвергаются динамическим нагрузкам с широким спектром частот в большом диапазоне изменения амплитуд. В ряде случаев коэффициент динамичности этих нагрузок составляет 2,5–3. Для снижения динамической нагруженности участков валопровода ведущего моста таких машин авторами настоящей статьи предложено ввести в состав моста упругую муфту с комплексной линейно-нелинейной упругой характеристикой [19], которая обеспечивает снижение пиковой динамической нагруженности его деталей.

Основным назначением упругой муфты является снижение пиковой динамической нагруженности силовой передачи как на установившихся (прямолинейное движение с постоянными средней скоростью и тяговым усилием), так и на неустановившихся режимах движения с резкими изменениями скорости, тя-

гового сопротивления или направления движения; при этом динамическая нагруженность силовой передачи может в 2–3 раза превышать номинальный уровень ее нагруженности. Снижение динамической нагруженности силовой передачи на установившихся режимах движения, на которых ее средняя величина обычно находится в границах номинальной нагруженности, может обеспечиваться муфтой с линейной упругой характеристикой, а снижение на неустановившихся режимах наиболее эффективно обеспечивает муфта с нелинейной прогрессивной упругой характеристикой.

На рис. 1, *а* показан вид муфты с торца; на рис. 1, *б* – вид установленных между полумуфтами пакетов плоских пружин; на рис. 1, *в* – вид муфты с другого торца; на рис. 10, *г* – схема углового расположения пакетов; на рис. 1, *д* – упругая характеристика муфты.

Упругая муфта для силовой передачи тягово-транспортного средства (рис. 1) содержит ведущую полумуфту 1, ведомую полумуфту 2, расположенные в два ряда вдоль оси муфты пакеты плоских пружин, в первом ряду 3 пакеты плоских пружин 4 (рис. 1, *а* и *б*) одним концом вставляются во впадины 5 между равномерно по углу поворота расположенными зубьями 6 ведомой полумуфты 2, а другим жестко крепятся в ведущей полумуфте 1, во втором ряду 7 пакеты плоских пружин 8 (рис. 1, *в*) одним концом жестко крепятся в ведущей полумуфте 1, а другим вставляются во впадины 9 между неравномерно по углу поворота расположенными зубьями 10 ведомой полумуфты 2, причем относительно положения, соответствующего выбору полного упругого хода всех пакетов плоских пружин первого ряда, первый пакет 11 плоских пружин второго ряда 7 смещен по углу поворота на один градус, второй пакет 12 плоских пружин второго ряда 7 – на два градуса, третий пакет 13 плоских пружин второго ряда 7 – на три градуса, четвертый пакет 14 плоских пружин второго ряда 7 – на четыре градуса, пятый пакет 15 плоских пружин второго ряда 7 – на пять градусов, шестой пакет 16 плоских пружин второго ряда 7 – на шесть градусов, седьмой пакет 17 плоских пружин второго ряда 7 – на семь градусов, восьмой пакет 18 плоских пружин второго ряда 7 – на восемь градусов.

На режиме движения, когда динамическая нагруженность силовой передачи тягово-транспортного средства не превышает номинальную, крутящий момент от ведущей полумуфты 1 к ведомой полумуфте 2 (рис. 1, *а*) передается по-

средством первого ряда 3 пакетов плоских пружин 4 (рис. 1, а и б); на этом режиме упругая

характеристика муфты является линейной (см. участок от 0 до точки А на рис. 1, д).

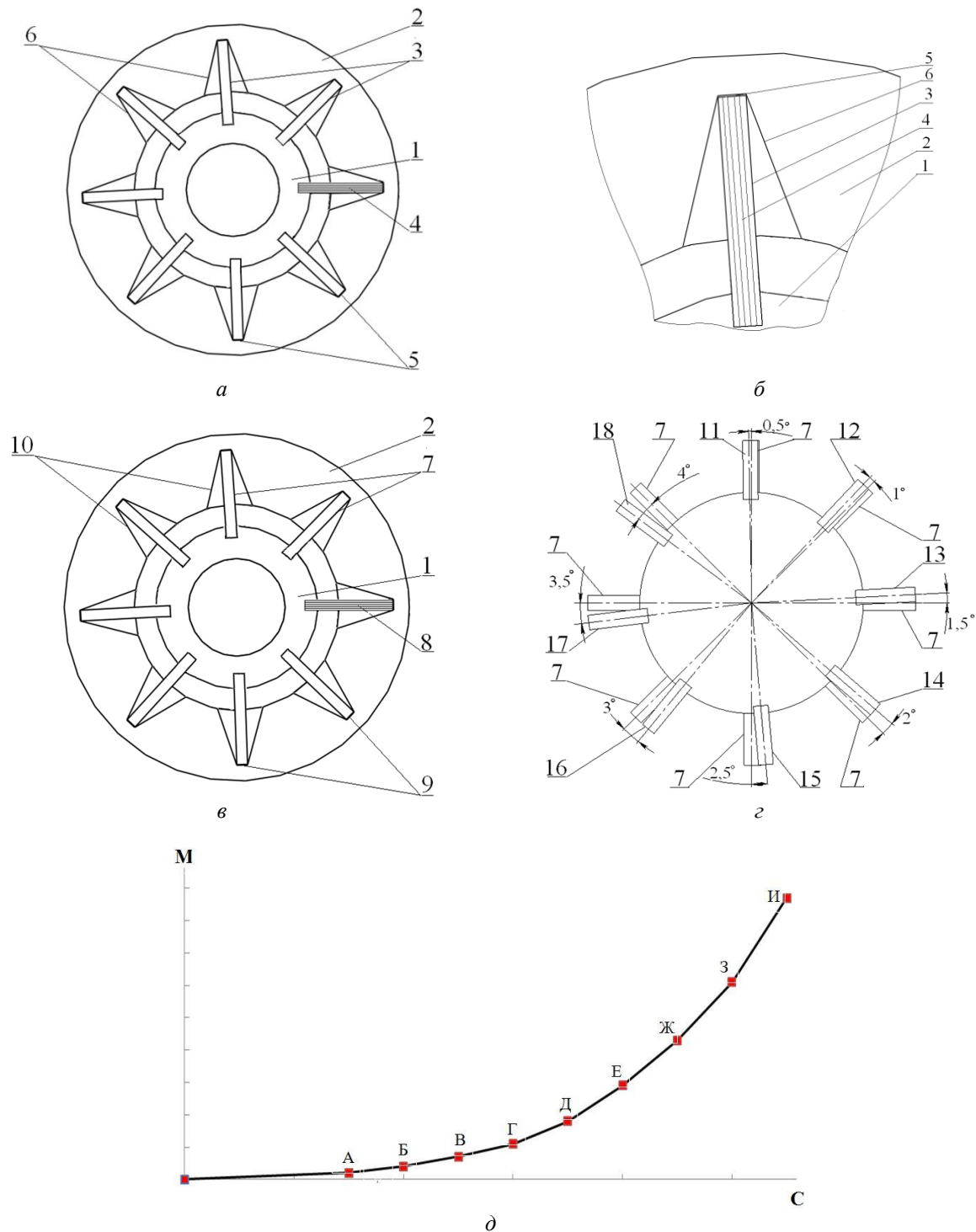


Рис. 1. Упругая муфта для силовой передачи тягово-транспортного средства

На режимах движения, когда динамическая нагрузка превышает номинальную, в передачу момента от ведущей 1 к ведомой 2 полу-муфтам (рис. 1, а) параллельно с первым рядом 3 пакетов пружин 4 включается второй ряд 7 па-

кетов пружин 8 (рис. 1, в), причем количество включаемых в передачу момента пакетов пружин второго ряда 7 зависит от соотношения действующей и номинальной динамической нагрузки участка передачи, где установ-

лена упругая муфта: если действующая динамическая нагруженность участка находится в диапазоне 1,0–1,2 от номинальной, включается первый пакет 11 пружин второго ряда 7 (рис. 1, в), на графике упругой характеристики (рис. 1, д) это соответствует участку АБ; если в диапазоне 1,2–1,4 от номинальной – пакеты с 11 по 12 второго ряда 7 (участок БВ на графике); если в диапазоне 1,4–1,6 от номинальной – пакеты с 11 по 13 второго ряда 7 (участок ВГ на графике); если в диапазоне 1,6–1,8 от номинальной – пакеты

с 11 по 14 второго ряда 7 (участок ГД на графике); если в диапазоне 1,8–2,0 от номинальной – пакеты с 11 по 15 второго ряда 7 (участок ДЕ на графике); если в диапазоне 2,0–2,2 от номинальной – пакеты с 11 по 16 второго ряда 7 (участок ЕЖ на графике); если в диапазоне 2,2–2,4 от номинальной – пакеты с 11 по 17 второго ряда 7 (участок ЖЗ на графике); если в диапазоне 2,4–2,6 от номинальной пакеты с 11 по 18 второго ряда 7 (участок ЗИ на графике).

Вследствие этого обеспечивается получение комплексной упругой характеристики муфты, включающей в себя (рис. 1, д) линейный участок от 0 до точки А и нелинейный участок от точки А до точки И с прогрессивным характером изменения крутильной жесткости в зависимости от величины передаваемого крутящего момента, что обеспечивает более эффективную защиту силовой передачи от пиковых динамических нагрузок как на установившихся, так и на неустановившихся режимах движения.

2. Устройство с вариатором жесткости

Динамическую нагруженность трансмиссии транспортного средства можно снизить за счет управления жесткостью элементов ее валопровода, при этом для эффективного снижения нагруженности при каждом изменении величины нагружающего воздействия должна соответственно изменяться величина жесткости элементов трансмиссии. Таким свойством обладает устройство [20], описанное ниже.

На рис. 2, а представлена схема устройства для управления жесткостью трансмиссии транспортного средства, на рис. 2, б – схема упругой муфты, на рис. 2, в – диаграмма изменения жесткости трансмиссии.

Устройство (рис. 2, а) содержит коленвал 1 двигателя, муфту сцепления 2, планетарную передачу 3 валом водила 4, соединенную с коробкой передач 5, анализатор крутящего момента 6, замеряющий и анализирующий вели-

чину крутящего момента на снабженном датчиком 7 выходном валу 8 коробки передач 5, и вариатор жесткости 9, первичный вал 10 которого соединен с ведомым валом муфты сцепления 2, а вторичный вал 11 – с солнечной шестерней 12 планетарной передачи 3, при этом на первичном валу 10 вариатора жесткости 9 установлено с возможностью перемещения по этому валу зубчатое колесо 13, а на вторичном валу 11 вариатора жесткости 9 установлено пять жестко связанных с этим валом одинаковых зубчатых колес 14, 15, 16, 17 и 18 и пять одинаковых упругих муфт 19, 20, 21, 22 и 23, причем при перемещении по первичному валу 10 вариатора жесткости 9 зубчатого колеса 13 оно имеет возможность поочередно входить в зацепление с каждым из зубчатых колес 14, 15, 16, 17 и 18.

Каждая из установленных на вторичном валу 11 вариатора жесткости 9 упругих муфт 19, 20, 21, 22 и 23 включает в себя (рис. 2, б) ведущую 24 и ведомую 25 полумуфты, закрепленные в отверстиях ведущей полумуфты 24 пальцы 26, а в отверстиях ведомой полумуфты 25 – пальцы 27, причем на цилиндрических частях пальцев 26 установлены с возможностью поворота относительно их осей упоры 28 с приливами 29 в форме усеченного конуса, а на цилиндрических частях пальцев 27 установлены с возможностью поворота относительно их осей упоры 30 с приливами 31 в форме усеченного конуса, при этом приливы 29 и 31 служат направляющими для цилиндрических пружин 32, каждая из которых одним концом контактирует с приливом 29 упора 28, установленного на пальце 26, связанном с ведущей полумуфтой 24, а вторым концом – с приливом 31 упора 30, установленного на пальце 27, связанном с ведомой полумуфтой 25.

Устройство работает следующим образом. Во время движения транспортного средства крутящий момент с коленвала 1 двигателя через включенную муфту сцепления 2 передается на вариатор жесткости 9, расположенное на первичном валу 10 которого зубчатое колесо 13 находится в зацеплении с одним из имеющихся на вторичном валу 11 вариатора зубчатых колес 14, 15, 16, 17 и 18. В каждой из установленных на вторичном валу 11 вариатора упругих муфт 19, 20, 21, 22 и 23, если их ведущие полумуфты 24 нагружаются крутящим моментом, этот момент через закрепленные в отверстиях ведущей полумуфты 24 пальцы 26, упоры 28 с прили-

вами 29, цилиндрические пружины 32, упоры 30 с приливами 31, закрепленные в отверстиях ведомой полумуфты 25 пальцы 27, передается на

ведомую полумуфту 25, связанную с вторичным валом 11 вариатора жесткости 9.

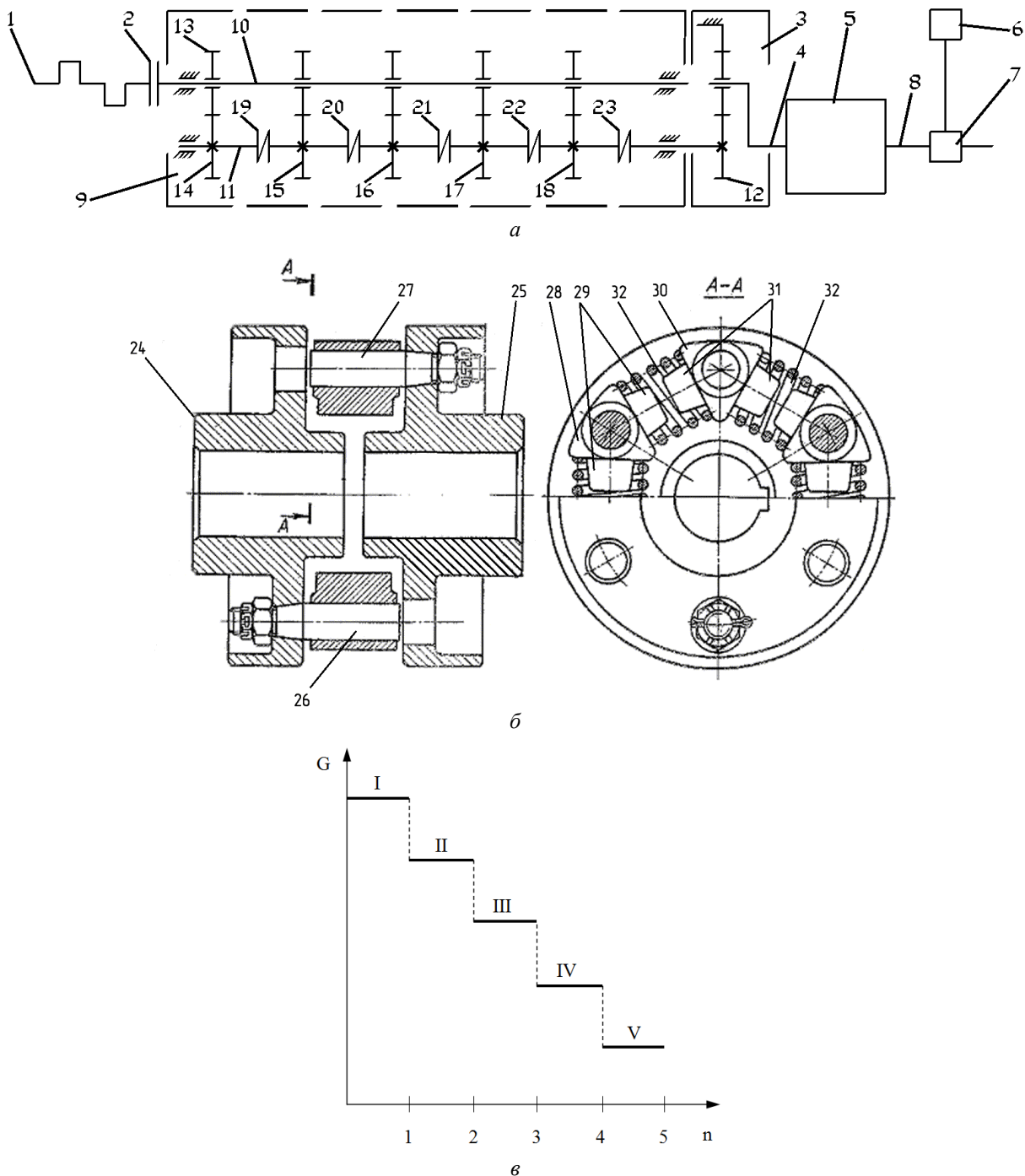


Рис. 2. Устройство для управления жесткостью трансмиссии транспортного средства

Далее с этого вала крутящий момент передается на солнечную шестерню 12 планетарной передачи 3, а с вала водила 4 планетарной передачи 3 – на коробку передач 5. Величина крутящего момента на выходном валу 8 коробки передач 5 зависит от режима работы двигателя

и величины сопротивления перемещению транспортного средства; этими двумя факторами определяется величина действующих на выходной вал 8 коробки передач 5 крутящего момента двигателя и уравнивающего его момента сопротивления вращению этого вала, про-

порционного усилию сопротивления переключению транспортного средства. Величина крутящего момента на выходном валу 8 коробки передач 5 в каждый момент времени замеряется датчиком 7, сигнал с которого, пропорциональный величине крутящего момента на этом валу, бесконтактным способом передается на анализатор крутящего момента 6.

В анализаторе крутящего момента 6 определяется средняя за заданный момент времени (например, за последние 5 секунд) величина замеряемого крутящего момента, в зависимости от значения которого в вариаторе жесткости 9 расположенное на первичном валу 10 зубчатое колесо 13 входит в зацепление с одним из расположенных на вторичном валу 11 зубчатых колес 14, 15, 16, 17 и 18.

Если зубчатое колесо 13 входит в зацепление с зубчатым колесом 18, крутящий момент с коленвала 1 двигателя через муфту сцепления 2 передается на первичный вал 10 вариатора жесткости 9, далее с первичного вала 10 посредством пары зубчатых колес 13, 18 передается на вторичный вал 11 вариатора жесткости 9 и через упругую муфту 23 передается на планетарную передачу 3. Крутильная жесткость участка валопровода трансмиссии от коленчатого вала 1 до планетарной передачи 3 в этом случае определяется крутильной жесткостью упругой муфты 23, так как крутильная жесткость остальных деталей этого участка обычно бывает большей в десятки раз, а чаще – большей на несколько порядков. На рис. 2, в приведена диаграмма изменения жесткости оговоренного участка валопровода в зависимости от того, с каким из расположенных на вторичном валу 11 вариатора жесткости 9 зубчатых колес 14, 15, 16, 17 и 18 находится в зацеплении расположенное на первичном валу 10 вариатора жесткости 9 зубчатое колесо 13. Если оно находится в зацеплении с зубчатым колесом 18, то в состав валопровода трансмиссии включается одна расположенная на вторичном валу 11 вариатора жесткости 9 упругая муфта 23, а крутильная жесткость G трансмиссии на диаграмме, показывающей зависимость величины жесткости участка валопровода трансмиссии от числа n включаемых в силовую цепь упругих муфт (рис. 2, в), определяется линией I. Если зубчатое колесо 13 находится в зацеплении с зубчатым колесом 17, то в состав валопровода трансмиссии включаются последовательно две расположенные на вторичном валу 11 вариатора жесткости 9 упругие муфты 22 и 23, а кру-

тильная жесткость трансмиссии на указанной диаграмме определяется линией II. Если в зацеплении находится пара зубчатых колес 13 и 16, в состав валопровода последовательно включаются три упругие муфты 21, 22 и 23, если пара зубчатых колес 13 и 15 – четыре упругие муфты 20, 21, 22 и 23, если пара зубчатых колес 13 и 14 – пять упругих муфт 19, 20, 21, 22 и 23. Соответственно этим случаям крутильная жесткость трансмиссии на указанной диаграмме определяется линиями III, IV и V.

Каждой определяемой анализатором крутящего момента 6 средней величине крутящего момента на выходном валу 8 коробки передач 5 соответствует значение жесткости валопровода трансмиссии, при которой динамическая нагруженность трансмиссии будет минимальной. Соответствующая средней величине крутящего момента на выходном валу 8 коробки передач 5 жесткость валопровода трансмиссии обеспечивается путем включения в состав валопровода последовательно от одной до пяти упругих муфт 19, 20, 21, 22 и 23 выше описанным способом. За счет этого обеспечивается возможность управления жесткостью трансмиссии транспортного средства с целью снижения ее нагруженности в эксплуатации.

Таким образом, предложено использовать в устройстве для управления жесткостью трансмиссии транспортного средства вариатор жесткости. Он не содержит фрикционных элементов, поэтому не требует эксплуатационных регулировок. За счет того, что это устройство позволяет при разных значениях нагружающего валопровод силовой передачи крутящего момента пропорционально его величине изменять жесткость трансмиссии, обеспечивается возможность управления этой жесткостью для снижения динамической нагруженности элементов трансмиссии и, соответственно, повышения ее долговечности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исследование динамической нагруженности участков силовой передачи трактора Четра 6С-315 / В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, И. А. Иванов, А. В. Калмыков // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 47–50.
2. Research of dynamic characteristics of Chetra-6C315 tractor's power transmission / А. В. Калмыков, П. В. Потопов, В. В. Шеховцов, Е. В. Клементьев, Н. С. Соколов-Добрев // 31st Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, May 22nd – 25th, 2012: book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2012. – P. 21–22.

3. Снижение динамической нагруженности трансмиссии трактора за счет ввода упругого реактивного звена / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 21 (124) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 7). – С. 24–28.
4. Крутильные колебания от основных эксплуатационных нагрузок в валопроводе силовой передачи трактора ВТ-100 / В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Вл. П. Шевчук, Н. С. Соколов-Добрев, К. В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал. – 2013. – № 7 (ч. 2). – С. 125–128.
5. Исследование динамических характеристик трансмиссии сельскохозяйственного трактора 6-ого тягового класса / Вл. П. Шевчук, В. В. Шеховцов, Е. В. Клементьев, Н. С. Соколов-Добрев, А. В. Калмыков // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 2. – С. 44–49.
6. Исследование динамических процессов в силовой передаче гусеничного трактора тягового класса 6 при повороте / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, К. О. Долгов // Прогресс транспортных средств и систем – 2013: матер. междунар. науч.-практ. конф., Волгоград, 24–26 сент. 2013 г. / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2013. – С. 161–162.
7. Динамическая нагруженность силовых элементов трансмиссии гусеничного трактора при эксплуатации в режиме «разгон – остановка» / Е. И. Тескер, В. В. Шеховцов, В. Ю. Тараненко, К. П. Подшивалин // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 8. – С. 21–23.
8. Влияние динамической связанности звеньев силовой цепи на характер распространения крутильных колебаний в валопроводе / В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Вл. П. Шевчук, Н. С. Соколов-Добрев, К. В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал. – 2013. – № 7 (ч. 2). – С. 128–131.
9. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Расчетные исследования динамической нагруженности участков силовой передачи гусеничного трактора / В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, А. В. Калмыков // The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji. – 2013. – Vol. 60, No. 2. – С. парал.: 79–91 (англ.); 195–208 (рус.).
10. Строкатов, М. А. Экспериментальное исследование нагруженности трансмиссии гусеничного трактора при синфазной и несинфазной установке ведущих колес / М. А. Строкатов, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев // Молодой ученый. – 2014. – № 8 (67, июнь–1), ч. 3. – С. 262–267.
11. Строкатов, М. А. Экспериментальное исследование крутящего момента трактора ДТ-120 при трогании / М. А. Строкатов, В. В. Шеховцов // Тезисы докладов смотр-конкурса научных, конструкторских и технологических работ студентов Волгоградского государственного технического университета, Волгоград, май 2014 г. / редкол.: А. В. Навроцкий (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ, СНТО. – Волгоград, 2014. – С. 110.
12. Перспективы использования упругого реактивного звена в силовой передаче трактора / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Н. С. Соколов-Добрев, З. А. Годжаев // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 12. – С. 20–24.
13. Динамическая нагруженность силовой передачи трактора при изменении крутильной жесткости реактивного звена / А. В. Калмыков, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко // Технология колесных и гусеничных машин. – 2014. – № 5. – С. 17–23.
14. Метод снижения динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора / Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, А. В. Калмыков // Вестник машиностроения. – 2015. – № 6. – С. 6–10.
15. Использование в трансмиссии трактора реактивного звена с переменной податливостью / А. В. Калмыков, М. В. Ляшенко, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ : научный журнал № 6 (166) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 12). – С. 24–32.
16. Шеховцов, В. В. Анализ и синтез динамических параметров элементов силовых передач тягово-транспортных средств: учеб. пособ. (гриф). Доп. УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов / В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко; ВолгГТУ. – Волгоград, 2016. – 140 с.
17. Шеховцов, В. В. Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by Means of Change of the Reactive Element Torsional Stiffness / В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, П. В. Потапов // Procedia Engineering. Vol. 150: 2nd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2016) / ed. by A.A. Radionov. – [Elsevier publishing], 2016. – P. 1239–1244.
18. Снижение динамической нагруженности трансмиссии тягово-транспортного средства за счет элемента с управляемыми упруго-диссипативными свойствами / З. А. Годжаев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, А. И. Искалиев, Шиян Я. Э. Энрикес // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2021. – № 5 (349). – С. 157–164. – DOI: 10.33979/2073-7408-2021-349-5-157-164.
19. П.м. 184456 РФ, МПК F16D 3/50, F16D 3/56. Упругая муфта для силовой передачи тягово-транспортного средства / В. В. Шеховцов, А. А. Пушкарёв, П. В. Потапов, М. В. Ляшенко и др.; ВолгГТУ. – 2018.
20. П. м. 116411 РФ, МПК В 60 К 17/02. Устройство для управления жесткостью трансмиссии транспортного средства / В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Вл. П. Шевчук, Н. С. Соколов-Добрев, А. В. Калмыков, А. О. Пивоваров ВолгГТУ. – 2012.