

УДК 629.33.017

DOI 10.22314/2073-7599-2018-11-6-3-8

## УСЛОВИЯ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И МАНЕВРЕННОСТИ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ КРИТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЯХ ДВИЖЕНИЯ

Годжаев З.А.<sup>1\*</sup>,  
докт. техн. наук, профессор;

Измайлов А.Ю.<sup>1</sup>,  
академик РАН;

Михолап Л.А.<sup>2</sup>,  
канд. техн. наук

<sup>1</sup>Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, 1-й Институтский проезд, 5, Москва, 109428, Российская Федерация, \*e-mail: fic51@mail.ru;

<sup>2</sup>4-й государственный межвидовой полигон Министерства обороны Российской Федерации, г. Знаменск, Астраханская область, 416540, Российская Федерация

В работе рассмотрено устройство управления одноосного прицепа, позволяющее повысить маневренность, надежность и безопасность движения малотоннажного автопоезда путем использования гибкой связи в сцепном устройстве. Это дает возможность использовать автопоезд в условиях чрезвычайных ситуаций, на узких улицах городов, в теплицах, коровниках, внутрицеховых и складских помещениях. Устройство отличается простотой, надежностью и высокой ремонтпригодностью, позволяющей эксплуатировать его при перевозке невибробстойких грузов различного назначения. На предлагаемое устройство подана заявка на изобретение. Рассчитаны максимальные усилия в тросе, крюке дышла и управляемых элементах сцепного устройства при экстренном торможении с максимальной загрузкой прицепа в сложных дорожных условиях. Определены критические радиусы поворота при различных скоростях движения и коэффициентах сцепления колеса с дорогой. Выполнено математическое моделирование движения автопоезда. Устройство установлено и испытано с помощью дорожной лаборатории КП-514МП на автомобиле Газель 2705 с прицепом ИАПЗ-739. Проведены натурные испытания в различных городских и полевых условиях с загруженностью прицепа и смещениями центра масс груза. Установка троса в сцепном устройстве существенно меняет характер движения задним ходом и при экстренном торможении. При этом исключается складывание автопоезда, в то время как без троса почти всегда возникает угроза такого складывания, что крайне нежелательно при перевозке невибробстойких грузов. Это существенно влияет на активную безопасность малотоннажного автопоезда, определяет его тормозную эффективность и поперечную устойчивость при движении. Описана математическая модель, подтвержденная экспериментально, позволяющая оценить критические радиусы поворота при маневрировании, условия экстренного торможения и возможность движения задним ходом. Определили, что в сцепном устройстве автопоезда с гибкой связью возможно использовать два типа тросов: ТК диаметром 9 мм с металлическим сердечником или ЛК-0 с органическим сердечником, а также возможно применение других типов тросов, если они выдерживают усилия в 4,5-5,0 т.

**Ключевые слова:** автопоезд, сцепное устройство, гибкая управляемая связь, маневрирование.

■ **Для цитирования:** Годжаев З.А., Измайлов А.Ю., Михолап Л.А. Условия безопасной эксплуатации и маневренности малотоннажного автопоезда при критических показателях движения // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2017. №6. С. 3-8.

## CONDITIONS FOR SAFETY OPERATION AND MANEUVERABILITY OF LOW-TONNAGE ROADTRAIN AT CRITICAL RATES OF MOTION

Godzhaev Z.A.<sup>1\*</sup>,  
Dr. Sc. (Eng.);

Izmaylov A.Yu.<sup>1</sup>,  
member of RAS;

Mikholap L.A.<sup>2</sup>,  
Ph. D. (Eng.)

<sup>1</sup>Federal Scientific Agricultural Engineering Center VIM, 1st Institutskiy proezd, 5, Moscow, 109428, Russian Federation, \*e-mail: fic51@mail.ru;

<sup>2</sup>4th State Joint Testing Ground of Ministry of Defence of the Russian Federation, Znamensk, Astrakhan' region, 416540, Russian Federation

The paper deals with the control device for a uniaxial trailer, which makes it possible to increase the maneuverability and reliability of the movement of a low-tonnage roadtrain by using flexible coupling in the hitch mechanism. This makes it possible to use roadtrain at emergency situations, in narrow urban streets, in greenhouses, livestock houses, and

warehouses. This mechanism is simplicity, reliability and high maintainability, which allow to operate it when transporting non-bump-resistant cargo of different purpose. An application for an invention was filed with the proposed mechanism. The maximum forces in the cable, the drawbar hook and the controlled elements of the coupling were calculated in case of emergency braking with the maximum loading of the trailer in difficult road conditions. Critical turn radii were determined at different speeds and tire-to-surface friction coefficients. A mathematical simulation of the movement of the roadtrain was performed. The device was installed and tested on the basis of the road laboratory KP-514MP based on the car Gazel 2705 with trailer IAPZ-739. Full-scale tests were carried out in various urban and field conditions with different loading of the trailer and shifts of the cargo mass center. The cable installation in the hitch significantly changes the geometry of the movement when reversing and emergency braking. Also the jack-knifing of the roadtrain is obviated, while without a cable, there is almost always a threat of such jack-knifing, which is highly undesirable in the transport of non-bump-resistant cargoes. This significantly affects the active safety of the low-tonnage roadtrain, determines its braking efficiency and transverse stability of the links during the movement. A mathematical model that had been tested experimentally was described, which makes it possible to estimate the critical turn radii during maneuvering, the conditions for emergency braking and the possibility of reversing motion. Two types of cables can be used in the flexible hitch-coupling: one is with a diameter of 9 mm and has the metallic core, another is LX-0, it consists of 46 wires with the organic core. Also other types of cables can be applicated if they withstand load of 4.5-5.0 t.

**Keywords:** Low-tonnage roadtrai; Hitch-coupling; Flexible controlled coupler; Maneuverability.

**For citation:** Godzhaev Z.A., Izmaylov A.Yu., Mikholap L.A. Conditions for safety operation and maneuverability of low-tonnage roadtrain at critical rates of motion. *Sel'skokhozyastvennyye mashiny i tekhnologii*. 2017; 6: 3-8. DOI 10.22314/2073-7599-2018-11-6-3-8 (In Russian)

**С**тремительное развитие автомобильного транспорта ставит повышенные требования к безопасной эксплуатации малотоннажных автопоездов (МАП) в сложных дорожных условиях.

Автопоезд представляет собой техническую систему, безопасность которой определяется эксплуатационными качествами отдельных звеньев. Выход из строя одного из звеньев снижает безопасность движения и чаще всего приводит к тяжелым дорожно-транспортным происшествиям.

Создание специального устройства в сцепке позволяет повысить маневренность малотоннажного автопоезда в составе легкового автомобиля-тягача высокой проходимости и одноосного прицепа при перевозке нестандартных, невибростойких грузов в сложных дорожных условиях, включая движение задним ходом.

Согласно ГОСТ 3107 2012, маневренность автопоезда характеризуется следующими основными показателями: минимальный радиус поворота; внешний габаритный радиус поворота; внутренний габаритный радиус, габаритная полоса движения и маневрирование при движении задним ходом.

В настоящее время разработано большое количество систем активной безопасности. Этими вопросами в основном занимались научные коллективы МАМИ, МАДИ и ВИМ [1-3]. Их работы позволяют решить многие проблемы маневренности малотоннажных автопоездов, однако характеризуются сложностью технического исполнения и не обеспечивают маневрирования при движении задним ходом.

В зарубежных странах имеются устройства, нацеленные на повышение маневренности и устойчи-

вости малотоннажного автопоезда. Есть конструкции, снижающие колебания при возникновении рыскания прицепа.

В некоторых из них используются системы пружин или гидравлических демпферов, связывающих прицеп с тягачом. Этих недостатков лишена экспериментально апробированная система с гибкой управляемой связью в сцепном устройстве [4]. Она достаточно проста, поскольку может быть собрана в полевых условиях, обладает высокой ремонтнопригодностью и обеспечивает маневрирование при движении задним ходом [4].

Использование МАП с таким устройством необходимо для городских нужд при перевозке товаров, оборудования, вывозе различных отходов, использовании в системе МЧС, а также при обслуживании строительных, промышленных и сельскохозяйственных комплексов. Высокие маневренность и эксплуатационная надежность таких МАП позволяют применять их при необходимости передвижения по местности со сложным рельефом и узким городским улицам [5].

**Цель исследования** – оценка условия эксплуатации малотоннажного автопоезда с гибкой связью в сцепном устройстве при критических показателях движения, подготовка рекомендаций по повышению его маневренности и безопасности движения.

**Материалы и методы.** Многоцелевое использование МАП требует высокой эксплуатационной надежности и безопасности. В связи с этим рассмотрим движение МАП при критических условиях маневрирования. Для этого используем математическую модель [4, 6].



Математическая модель движения автомобиля с прицепом сформирована на основе известных уравнений движения систем твердых тел. Автомобиль и прицеп считаются твердыми телами, совершающими пространственное движение. Крепление дышла к фаркопу моделируется сферическим шарниром [7, 8].

С каждым из твердых тел, составляющих систему, связывается подвижная система отсчета XYZ с началом в центре масс соответствующего тела (рис. 1).

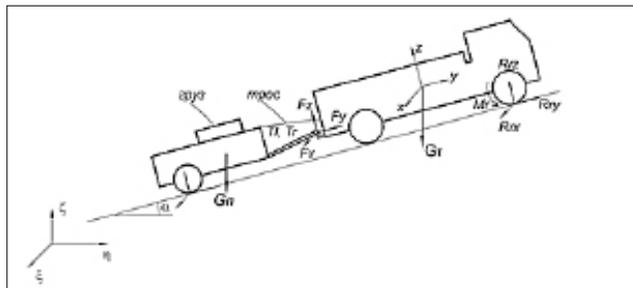


Рис. 1. Расчетная схема динамики движения малотоннажного автопоезда с прицепом

Fig. 1. Analytical model of dynamics of movement of low-tonnage roadtrain

**РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ.** Для расчетной оценки вышеназванных параметров принято считать, что поверхность дороги (микропрофиля) плоская. Взаимодействие колес автомобиля и прицепа с дорогой в вертикальном направлении описывается упруго-вязкой моделью с учетом возможности потери контакта:

$$R_i = \begin{cases} c_R \rho_c + \mu_R \dot{\rho}_c, & \text{если } \rho_c > 0 \\ 0, & \text{если } \rho_c \leq 0 \end{cases} \quad (1)$$

где  $R_c$  – критический радиус поворота;

$\rho_c, \dot{\rho}_c$  – деформация и скорость точки контакта колеса относительно грунта;

$c_R$  – коэффициент жесткости системы колесо–дорога;

$\mu_R$  – коэффициент вязкости системы колесо–дорога.

В качестве независимых обобщенных координат прицепа выбирают координаты его центра масс  $\xi\eta\zeta$  и углы  $\psi, \theta, \varphi$  поворота осей транспортного средства в неподвижной системе отсчета. Тогда уравнения динамики пространственного движения прицепа записывают в виде 12-ти дифференциальных уравнений первого порядка.

Шесть кинематических соотношений, связывающих первые производные от обобщенных координат и проекции линейной и угловой скоростей на оси подвижной системы отсчета, выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} \xi &= V_x a_{11} + V_y a_{21} + V_z a_{31}; \\ \eta &= V_x a_{12} + V_y a_{22} + V_z a_{32}; \\ \zeta &= V_x a_{13} + V_y a_{23} + V_z a_{33}; \\ \dot{\psi} &= (q \cos \varphi - p \sin \varphi) / \cos \theta; \\ \dot{\theta} &= p \cos \varphi - q \sin \varphi; \\ \dot{\varphi} &= r + tg \theta (p \sin \varphi + q \cos \varphi), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $V_x, V_y, V_z, p, q, r$  – проекции скорости центра масс и угловой скорости твердого тела на оси подвижной системы координат;

$a_{11}, a_{21}, a_{31}, a_{12}, a_{22}, a_{32}, a_{13}, a_{23}, a_{33}$  – направляющие косинусы между осями подвижной и неподвижной систем отсчета.

Запишем шесть уравнений динамики в подвижной системе отсчета на основе теоремы об изменении количества движения и теоремы об изменении кинетического момента:

$$\begin{aligned} m(\dot{V}_x + q\dot{V}_z - rV_y) &= F_x + R_{lx} + R_{rx} + T_x + T_{rx} - G a_{11}; \\ m(\dot{V}_y + rV_z - pV_x) &= F_y + R_{ly} + R_{ry} + T_y + T_{ry} - G a_{21}; \\ m(\dot{V}_z + pV_y - qV_x) &= F_z + R_{lz} + R_{rz} + T_z + T_{rz} - G a_{31}; \\ J_x \dot{p} - J_y \dot{q} - J_z \dot{r} + (J_x - J_y)qr + J_z(r^2 - q^2) + p(J_y r - J_z r) &= \\ &= F_x y_f + R_{lx} y_{rl} + R_{rx} y_{rr} + T_x y_{pl} + T_{rx} y_{pr} - \\ &- F_y z_f - R_{ly} z_{rl} - R_{ry} z_{rr} - T_y z_{pl} - T_{ry} z_{pr}; \\ -J_y \dot{p} + J_x \dot{q} - J_z \dot{r} + (J_x - J_z)r p + J_y(p^2 - r^2) + q(J_y p - J_z r) &= \\ &= F_x z_f + R_{lx} z_{rl} + R_{rx} z_{rr} - T_x z_{pl} + T_{rx} z_{pr} - \\ &- F_y x_f - R_{ly} x_{rl} - R_{ry} x_{rr} - T_y x_{pl} - T_{ry} x_{pr}; \\ -J_z \dot{p} - J_y \dot{q} + J_x \dot{r} + (J_y - J_x)pq + J_z(q^2 - p^2) + r(J_y q - J_z r) &= \\ &= M_1 + M_r + F_x x_f + R_{lx} x_{rl} + R_{rx} x_{rr} + T_y x_{pl} + T_{ry} x_{pr} - \\ &- F_z y_f - R_{ly} y_{rl} - R_{rz} y_{rr} - T_z y_{pl} - T_{rz} y_{pr}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $m$  – масса автопоезда с учетом массы автоприцепа;

$F_x, F_y, F_z$  – составляющие реакции  $F$  фаркопа, действующие со стороны автомобиля на прицеп;

$R_{lx}, R_{ly}, R_{lz}, R_{rx}, R_{ry}, R_{rz}$  – составляющие усилия на левом и правом колесах прицепа соответственно;

$T_{lx}, T_{ly}, T_{lz}, T_{rx}, T_{ry}, T_{rz}$  – проекции силы натяжения троса в сцепном устройстве на подвижные оси координат на левой и правой частях троса, действующие со стороны автомобиля на прицеп;

$J_x, J_y, J_z, J_{xy}, J_{xz}, J_{yz}$  – компоненты тензора инерции относительно осей подвижной системы координат;

$M_1, M_r$  – моменты сопротивления повороту на левом и правом колесах;

$G$  – общий вес автопоезда с учетом веса прицепа;

$x_f, y_f, z_f, x_{rl}, y_{rl}, z_{rl}, x_{rr}, y_{rr}, z_{rr}, x_{pl}, y_{pl}, z_{pl}, x_{pr}, y_{pr}, z_{pr}$  – координаты точек приложения соответствующих сил в подвижной системе отсчета, связанной с прицепом.

Поверхность дороги считается плоской. Взаимодействие колес автомобиля и прицепа с дорогой в вертикальном направлении описывается упруго-вязкой моделью с учетом возможности потери

контакта. Все элементы конструкции в данной модели считаются жесткими (недеформируемыми).

Основное диалоговое окно настройки параметров модели показано на *рисунке 2*. В программе предусмотрена возможность вносить параметры системы, такие как массовые характеристики тягача и прицепа, состояние грунта (асфальт, грунт, сухая или влажная дорога и т. п.), расположение груза в прицепе, внешние воздействия (неровности или уклон дороги), то есть можно оценить качество маневрирования в различных условиях. На *рисунке 3* показан пример моделирования движения МАП задним ходом при входе в поворот с управляемым тросом в сцепном устройстве и без него.

В результате моделирования процесса движения определены критические радиусы поворота обычного одноосного прицепа грузоподъемностью в 1 т при движении передним и задним ходом в зависимости от скорости МАП при различных состояниях дороги и загруженности прицепа.

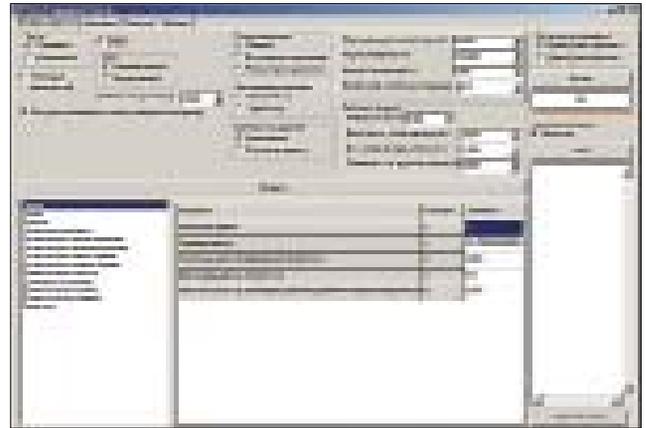
Мы предложили конструкцию с гибкой связью в сцепном устройстве, которая позволяет существенно повысить маневренность автопоезда (в том числе маневренность при движении задним ходом), тем самым повышая безопасность движения МАП.

На *рисунке 4* сопоставлены критические значения радиусов поворота (ниже которых движение становится опасным) для МАП с гибкой связью в сцепном устройстве и без нее при движении с порожним прицепом. Аналогичные данные получены и для движения МАП с прицепом различной загруженности.

На *рисунке 5* отражено поведение автопоезда при торможении. Угол крена и дифферента при наличии гибкой связи в сцепном устройстве всегда оставался менее  $1^\circ$ , а сила натяжения троса при указанных параметрах составляла примерно 0,1 т. При торможении без троса наблюдается складывание автопоезда еще до завершения торможения (*рис. 5а*). На *рисунке 5б* показано положение автопоезда с тросом при тех же условиях в момент полной остановки.

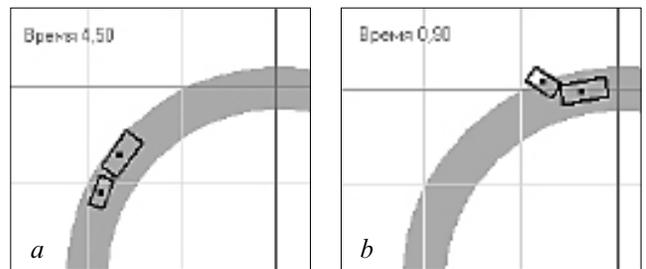
При движении задним ходом эксперименты проводили только для автопоезда с управляемым тросом в сцепном устройстве, так как без троса не удастся получить устойчивого маневрирования (практически такое маневрирование возможно только при очень малых скоростях и высокой квалификации водителя).

Поскольку движение автопоезда рассмотрено только при небольших скоростях (до 15 км/ч), неровности дороги фактически только уменьшают коэффициент сцепления колеса с дорогой и не оказывают влияния на возможный выезд автопоезда за пределы полосы движения за счет сил инерции при больших скоростях, которые имеют место в случае движения передним ходом.



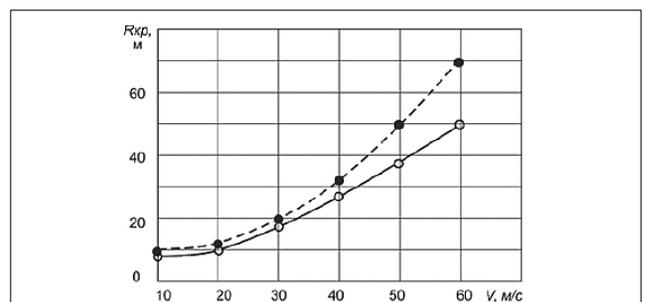
*Рис. 2. Основное диалоговое окно программной системы для настройки параметров автопоезда*

*Fig. 2. The main dialog box of the program system for settings of roadtrain parameters*



*Рис. 3. Движение МАП с прицепом задним ходом (порожний прицеп, скорость  $V=15$  км/ч; радиус поворота дороги  $R=20$  м; коэффициент сцепления 0,6): а – с тросом, б – без троса.*

*Fig. 3. Low-tonsage roadtrain reverse movement (empty trailer, speed is  $V=15$  km/h; road turn radius  $R=20$  m; tire-to-surface friction coefficient 0,6): a – with wire rope cable; b – without wire rope cable*



*Рис. 4. Критический радиус поворота для различных скоростей движения с порожним прицепом:*

--- автопоезд без троса в сцепном устройстве;

— автопоезд с гибкой связью в сцепном устройстве

*Fig. 4. Critical turn radius for different speeds at movement with the empty trailer:*

--- the road train without cable in the hitch mechanism;

— the road train with flexible cable in the hitch mechanism

Поэтому экспериментально замеренные значения критического радиуса маневрирования при движении задним ходом оказываются ближе к рас-



четным данным, полученным при несколько меньших значениях коэффициента сцепления (рис. 6).

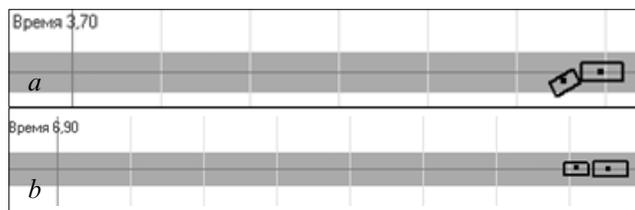


Рис. 5. Поведение малотоннажного автопоезда при торможении во время движения передним ходом с начальной скоростью 60 км/ч (груз 850 кг, смещенный в поперечном направлении на 0,2 м): а – без троса; б – с тросом

Fig. 5. Low-tonnage roadtrain geometry when braking at forward movement and speed of 60 km/h (850 kg truckload displaced in transverse direction on 0,2 m): а – without cable; б – with cable

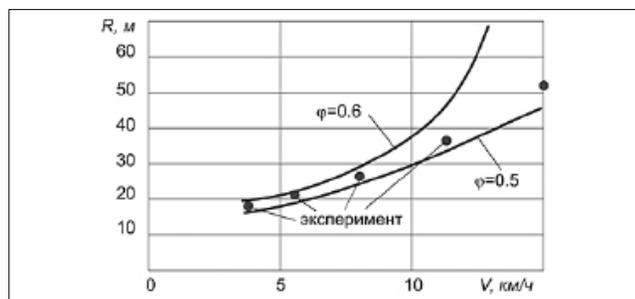


Рис. 6. Сопоставление расчетных и экспериментальных значений коэффициентов сцепления колеса с дорогой для критического радиуса поворота при движении задним ходом для порожнего прицепа:

- — расчетные значения;
- — экспериментальные значения

Fig. 6. Comparison of design and experimental values of tire-to-surface friction coefficient for critical radius of turn at reverse movement for empty trailer:

- — design values;
- — experimental values

Возможности маневрирования в значительной мере обеспечиваются дополнительными усилиями в тросе, поэтому при формулировке рекомендаций

о возможностях маневрирования следует использовать трос диаметром не менее 9 мм. Во всех рассмотренных выше случаях усилие в тросе не превосходило 3-4 т.

Поэтому в большинстве случаев использование троса типа ТК диаметром 10,5 мм с металлическим сердечником гарантированно обеспечивает безопасное маневрирование.

При использовании в сцепном устройстве управляемого троса можно обеспечить надежное маневрирование малотоннажного автопоезда при движении как передним ходом, так и задним.

При движении задним ходом маневрирование МАП без троса в сцепном устройстве крайне затруднительно, в то время как с гибкой связью в сцепном устройстве возможно устойчивое маневрирование в диапазоне реальных скоростей движения (до 10 км/ч).



Рис. 7. Движение автопоезда задним ходом с порожним прицепом с гибкой связью в сцепном устройстве

Fig. 7. Reverse movement of the roadtrain with empty trailer and flexible cable in the hitch mechanism

Результаты моделирования были подтверждены экспериментально. Все испытания проводили согласно ГОСТ 31507-2012 – с порожним прицепом и с грузом 500-850 кг (соответствующим весу специзделий) – на базе комплекса «Дорожная лаборатория КП-514МП» и автомобиля Газель 2705 с одноосным прицепом грузоподъемностью 1 т (рис. 7). Разработаны рекомендации по соблюдению скорости при входе в поворот (таблица).

Рекомендованные значения скорости при движении передним ходом в зависимости от радиуса поворота прицепа с грузом 850 кг (коэффициент сцепления 0,6)	
RECOMMENDED VALUES OF SPEED AT FORWARD MOVEMENT DEPENDING ON TURN RADIUS OF TRAILER WITH 850 KG TRUCKLOAD (TIRES-TO-SURFACE FRICTION COEFFICIENT 0.6)	
Скорость движения, км/ч Motion speed, km/h	Критический радиус поворота, м Critical radius of turn, m
10	15
20	20
30	25
40	40
50	60
60	90

### Выводы

При движении автопоезда передним ходом на поворотах скорость не должна превышать значений, указанных в *таблице*.

При составлении рекомендаций в соответствии с результатами натурных испытаний значения критического радиуса поворота увеличены на 10%, что гарантирует надежное маневрирование.

При движении задним ходом и радиусе поворота 10-20 м скорость не должна превышать 5-10 км/ч,

но в экстремальных условиях устройство позволяет выполнять маневрирование задним ходом и при скоростях до 20 км/ч. Увеличение скорости зависит от прочности троса.

Рекомендуется в сцепном устройстве автопоезда с гибкой связью в соответствии с ГОСТ использовать два типа тросов: ТК диаметром 9 мм с металлическим сердечником или ЛК-0 с органическим сердечником, а также другие типы тросов, если они выдерживают усилия в 4,5-5,0 т.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гладов Г.И., Малиновский М.П. Предпосылки к разработке алгоритма для системы повышения устойчивости движения многозвенного автопоезда // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2007. N11. С. 36-46.
2. Гладов Г.И., Малиновский М.П. Расчет дистанции сближения автотранспортных средств // *Журнал автомобильных инженеров*. 2009. N2. С. 30-32.
3. Горин Г.С., Годжаев З.А., Головач В.М., Кузьмин В.А. Исследования поворачиваемости трактора для построения гибридной теории поворота // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2016. N5. С. 3-11.
4. Михолап Л.А. Повышение маневренности малотоннажного автопоезда с одноосным прицепом при транспортировке невibrационных грузов в сложных дорожных условиях. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук.

Волгоград. гос. техн. ун-т, 2016.

5. Годжаев З.А., Русанов А.В., Ревенко В.Ю. Метод построения эпюр касательных напряжений в зоне контакта буксующего колеса с почвой // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2017. N5. С. 39-47.

6. Михолап Л.А. Повышение маневренности малотоннажного автопоезда при движении задним ходом // *Грузовик*. 2016. N2. С. 14-15.

7. Sergeev I.N. Turnability characteristics of solutions of differential systems // *Differential equations*. 2014; 10: 1342-1351.

8. Kohlscheen J., Stock H.-R., Mayr P. Chemical bonding in magnetron sputtered tinx coatings and its relation to diamond turnability // *Surface and coatings technology*. 2001; 142-144: 992-998.

### REFERENCES

1. Gladov G.I., Malinovskiy M.P. Prerequisites for the development of algorithm for the system for increasing the stability of the movement of a multi-tier roadtrain. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*. 2007; 11: 36-46. (In Russian)
2. Gladov G.I., Malinovskiy M.P. Calculation of approach distance of vehicles. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*. 2009; 2: 30-32. (In Russian)
3. Gorin G.S., Godzhaev Z.A., Golovach V.M., Kuz'min V.A. Research of tractor turnability for construction of hybrid theory of turn. *Sel'skokhozyaystvennye mashiny i tekhnologii*. 2016; 5: 3-11. (In Russian)
4. Mikholap L.A. Povyshenie manevrennosti malotonnazhnogo avtopoezda s odnoosnym pritsepom pri transportirovke nevratsionnykh gruzov v slozhnykh dorozhnykh usloviyakh [Increase of maneuverability of low-tonnage roadtrain with one-axle trailer for transport

tation of non-resistant cargo in difficult road conditions]. *Avto-ref. diss. ... kand. tekhn. nauk. Volgograd. gos. tekhn. un-t*, 2016. (In Russian)

5. Godzhaev Z.A., Rusanov A.V., Revenko V.Yu. The method of constructing the diagrams of tangential stresses in the contact zone of an axle wheel with soil. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2017; 5: 39-47. (In Russian)

6. Mikholap L.A. Increased maneuverability low-tonnage trailer at backward motion. *Gruzovik*. 2016; 2: 14-15. (In Russian)

7. Sergeev I.N. Turnability characteristics of solutions of differential systems // *Differential equations*. 2014; 10: 1342-1351. (In English)

8. Kohlscheen J., Stock H.-R., Mayr P. Chemical bonding in magnetron sputtered tinx coatings and its relation to diamond turnability // *Surface and coatings technology*. 2001; 142-144: 992-998. (In English)

**Критерии авторства.** Все авторы несут ответственность за представленные в статье сведения и плагиат.

**Конфликт интересов.** Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

**Contribution.** The authors are responsible for information and plagiarism avoiding.

**Conflict of interest.** The authors declare no conflict of interest.