

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ И ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Исследованы надежность и безопасность гидроприводов гидрофицированных машин, применяемых в дорожном строительстве. Обоснованы причины падения самосвальной грузовой платформы автомобилей и прицепов. Предложены инженерные решения, позволяющие решить данную проблему.

Ключевые слова: безопасность, надежность, автомобили-самосвалы, самосвальная грузовая платформа, прицеп, гидроцилиндр, механический шариковый замок.

В дорожном строительстве находится в эксплуатации большое количество автомобилей: самосвалов, прицепов и полуприцепов с самосвальными грузовыми платформами. При эксплуатации таких машин в результате технических неисправностей, возникающих в системе гидравлического опрокидывающего механизма грузовых самосвальных платформ, ежегодно получают травмы с летальным исходом до 30 водителей [3].

Для обеспечения безопасности обслуживающего персонала, работающего под поднятой платформой, транспортные машины с самосвальными грузовыми платформами оборудованы предохранительными стойками (рис. 1) [1].

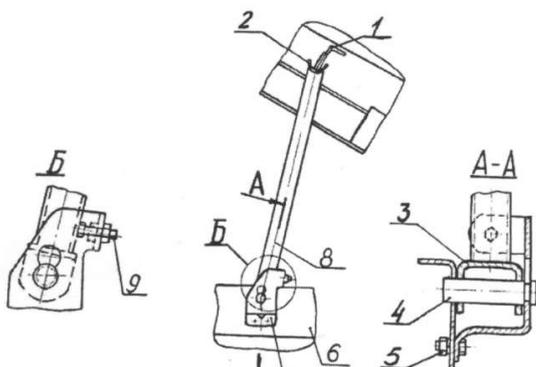


Рис. 1. Упор платформы автомобиля-самосвала: 1 – верхняя опора; 2 – скоба; 3 – вилка; 4 – ось; 5 – дополнительная опора; 6 – лонжерон надрамника; 7 – кронштейн; 8 – стойка; 9 – регулировочный болт

Однако, как показывает практика, обслуживающий персонал редко пользуется предохранительной стойкой при работе под поднятой платформой. Отмечены случаи, когда при случайном обрыве рукава, происходит резкое опускание (падение) платформы. Люди, находящиеся под поднятой платформой, не успевают покинуть опасную зону и травмируются, в большинстве случаев с летальным исходом.

При случайном повреждении или разрыве рукава высокого давления время опускания (а точнее, падения) платформы составляет всего от 1 до 2 с. За такой промежуток времени эксплуатирующий персонал физически не успевает покинуть опасную зону (под платформой).

При установке платформы на предохранительную стойку и отсоединении гидросистемы резко возрастает нагрузка на стойку. Наблюдался случай, когда упор стойки из-за некачественной сварки обрывался, стойка деформировалась и вырывалась из гнезда упора.

Для подъема грузовых самосвальных платформ автомобилей - самосвалов, самосвальных прицепов всех марок - используется гидроцилиндр одностороннего действия, обеспечивающий быстрый подъем рабочих платформ. Опускание платформ осуществляется под действием веса порожней платформы (рис. 2) [2].

В гидравлическом опрокидывающем механизме прицепа предусмотрен замедлительный клапан, призванный обеспечить замедленное опускание грузовых платформ, однако он часто не выполняет своего назначения.

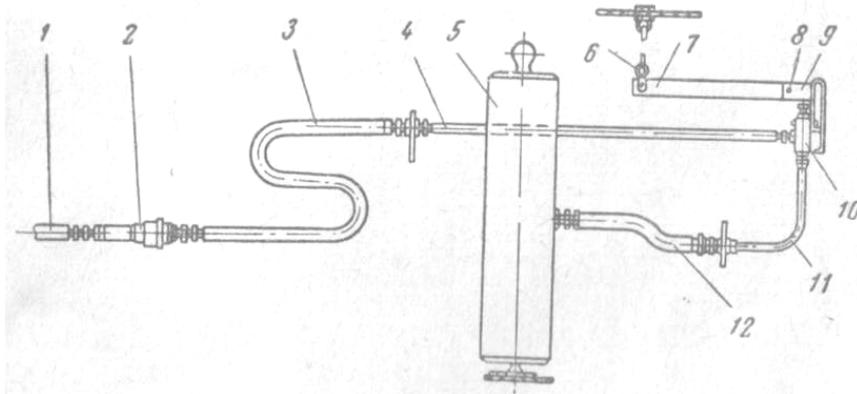


Рис. 2. Принципиальная схема гидравлического опрокидывающего механизма: 1,3,12 – шланги высокого давления; 2 – разрывная муфта; 4,11 – трубопроводы; 5 – гидроподъемник; 6 – цепь; 7 – рычаг; 8 – палец; 9 – кронштейн; 10 – кран ограничения опрокидывания платформы на сторону

Анализ материалов расследования причин несчастных случаев, происшедших при эксплуатации и ремонте гидрофицированных машин, позволяет сделать вывод о том, что несчастные случаи происходили не только по вине обслуживающего персонала, нарушающего требования безопасной эксплуатации грузовых самосвальных платформ, но также из-за конструктивных недостатков узлов и механизмов гидропри-

вода платформы.

Исследование точностных и прочностных характеристик соединительного узла при возникновении аварийного состояния – рассоединения головки гидроцилиндра с платформой прицепа (схема крепления гидроцилиндра к платформе представлена на рис. 3) показало, что рассоединение узлов может произойти при нарушении точностных размеров [3].

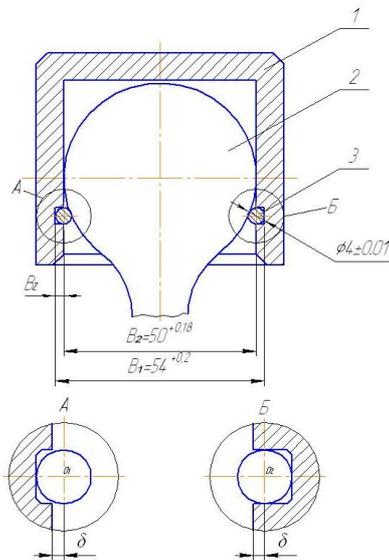


Рис. 3. Схема крепления гидроцилиндра к платформе или раме прицепа: А – положение центра кольца при B_{Zmin} ; Б – положение центра кольца при B_{Zmax} ; 1 – стакан; 2 – шаровая головка гидроцилиндра; 3 – стопорное кольцо

Проведем анализ полей допусков узлов на максимум и минимум, проставленные в рабочей документации.

Так, номинальная величина глубины канавки в стакане под кольцо B_z составляет

$$B_z = \frac{B_1 - B_2}{2} = \frac{54 - 50}{2} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Величина допуска размера B_z при расчете на max и min равна

$$\delta B_z = \sum_{i=1}^n \delta B_i = 0,18 + 0,2 = 0,38 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Нижнее и верхнее отклонения:

$$B_z^B = \frac{0,38}{2} = 0,19 \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

$$B_z^H = -\frac{0,38}{2} = -0,19 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Наибольшая и наименьшая величины:

$$B_{Zmax} = 2 + 0,19 = 2,19 \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

$$B_{Zmin} = 2 - 0,19 = 1,81 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Допуск на зазор при среднем коэффициенте рассеяния размеров $K_{CP} = 1,5$ составляет

$$B_z = K_{CP} \sqrt{\sum_{i=1} \delta B_i^2} = 1,5 \sqrt{0,2^2 + 0,18^2} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$B_z^B = \frac{0,4}{2} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad B_z^H = -\frac{0,4}{2} = -0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Согласно расчетам, глубина канавки может принимать значения от $B_{Zmax} = 2,2 \cdot 10^{-3}$ м до $B_{Zmin} = 1,8 \cdot 10^{-3}$ м, диаметр проволоки пружинного стопорного кольца $d_{max} = 4,01 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{min} = 3,99 \cdot 10^{-3}$ м.

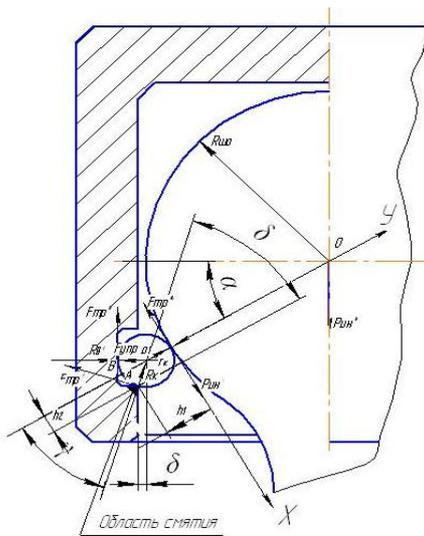
Таким образом, в пределах допустимых полей допусков на практике имеются соединения, в которых глубина канавки выполняется по нижнему полю допуска, а диаметр проволоки пружинного кольца – по верхнему. При этом центр кольца (рис. 3) располагается вне канавки, что при действии на него динамических сил со стороны шаровой опоры должно приводить к возникновению составляющих сил, выталкивающих кольцо из канавки.

Рассмотрим силы, действующие на кольцо (рис. 4).

Для определения реакций R_A и R_B составим уравнение проекций сил на оси X и Y из условия равновесия:

$$\sum F_Y = 0; -F_{ИН}^T - P_{УПР} \cos \alpha + R_B \cos \alpha - F_{ТР}^B \sin \alpha + R_A \cos \alpha - F_{ТР}^A \sin \gamma = 0;$$

$$\sum F_X = 0; F_{ИН}^T - F_{ТР}^{O1} + R_B \sin \alpha + F_{ТР}^B \cos \alpha - R_A \sin \gamma - F_{ТР}^A \cos \gamma - P_{УПР} \sin \alpha = 0.$$



$$F_{ТР}^A = R_A \operatorname{tg} \varphi; \operatorname{tg} \varphi = 0,15; F_{ТР}^A = 0,15 R_A; F_{ТР}^{O1} = 0,15 R_{ВУ}.$$

$$P_{УПР} = 6,7 \text{ кгс}; \quad P_{УПР} = 0,17 F_{ИН}^B.$$

Решая систему уравнений, получим:

$$R_A = 0,9397 F_{ИН}^B, \quad R_B = 0,0775 F_{ИН}^B.$$

Составим уравнение моментов сил относительно точки А, соответствующее равновесному положению кольца в канавке:

$$M_A = -F_{ИН}^B \cos \alpha h_1 + F_{ИН}^B \sin \alpha \cdot 0,15 h_1 + F_{ИН}^B \sin \alpha \cdot h_2 + 0,017 F_{ИН}^B \cdot 2k - 0,0775 F_{ИН}^B \cdot 2k = 0.$$

Силы, имеющие положительный знак, удерживают кольцо в канавке, отрицательные – выталкивают. Разделим все члены уравнения на $F_{ИН}^B$ и подставим значения плеч:

$$h_1 = r_k + r_k \cos \gamma = r_k (1 + \cos \gamma);$$

$$h_2 = r_k \sin \gamma;$$

$$\sin \alpha \cdot 0,15 r_k (1 + \cos \gamma) + \sin \alpha \cdot r_k \sin \gamma = \cos \alpha r_k (1 + \cos \gamma) + 0,0605 r_k.$$

Разделим на r_k и, учитывая, что $\gamma = \Theta - \alpha$, заменим $\cos \gamma$ на $\cos(\Theta - \alpha)$. Получим уравнение

$$0,15 \sin \alpha + 0,15 \sin \alpha \cdot \cos(\Theta - \alpha) + \sin \alpha \cdot \sin(\Theta - \alpha) = \cos \alpha + \cos \alpha \cdot \cos(\Theta - \alpha) + 0,0605.$$

$$\cos \Theta = \frac{\delta}{r_k}; \quad \sin \Theta = \frac{\sqrt{r_k^2 - \delta^2}}{r_k}; \quad \cos \alpha = \frac{R_{ШО} - \delta}{R_{ШО} + r_k}; \quad \sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha}.$$

Подставляем эти значения в уравнение. Решаем уравнение относительно δ . При расчетах принимаем допущение, что $R_{\text{ШО}} = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м} = \text{const}$; $r_{\text{Кmax}} = 2,005 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $r_{\text{Кmin}} = 1,99 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

В результате расчетов получены данные: $\delta = -1,9955924 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $\Theta = 3,0446830 \text{ рад}$; $r_{\text{К}} = 2,0050000 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Как видно из расчетов, устойчивое положение кольца в канавке не зависит от величины $F_{\text{ИН}}^{\text{В}}$ и наблюдается только при условии его полного утопления в канавке, т.е. глубина канавки равна диаметру проволоки кольца. Однако при этом запирающие (удерживающие) свойства кольца сводятся к нулю. При значениях δ , близких к $r_{\text{К}}$, имеющих место в конструкции, хотя и происходит рост запирающих свойств кольца, однако даже сколь угодно малые инерционные силы пытаются вытолкнуть его из канавки.

Вместе с тем, согласно чертежам, величина δ составляет 0,205 мм, и для того чтобы произошло рассоединение шаровой головки гидроцилиндра и стакана, необходимо совершить работу либо по изменению геометрии кольца, либо по деформированию заштрихованной области стакана (рис. 3).

Кольцо должно подвергаться термической обработке, следовательно, можно предположить, что рассоединение может происходить из-за смятия заштрихованной области стакана, которая воспринимает динамические нагрузки со стороны более прочного кольца.

Энергия A , необходимая для изменения формы (смятия) заштрихованной области, определяется по формуле

$$A = A_{\text{уд}} V ,$$

где $A_{\text{уд}}$ – энергия, необходимая для деформации единичного объема материала; V – объем деформируемого материала, м^3 .

$$A_{\text{уд}} = \frac{[\sigma_{\text{СЖ}}]_{\text{пр}} E}{2} = \frac{[\sigma_{\text{СЖ}}]_{\text{пр}}^2}{2},$$

где $[\sigma_{\text{СЖ}}]_{\text{пр}}$ – предельное минимальное напряжение, при котором происходит пластическая деформация; E - модуль упругости.

Принимаем, что $E=0,22 \cdot 10^6$, МПа, $[\sigma_{\text{СЖ}}]_{\text{пр}} = 15,5 \cdot 10^2$ МПа, $V=0,28 \text{ м}^3$, $A_{\text{уд}}=54,54$ МПа.

Тогда $A = 54,54 \cdot 0,28 = 15,27$ МПа.

При каждом своем возникновении инерционная сила совершает работу A в исследуемом узле, прямо пропорциональную величине этой силы $F_{\text{ИН}}^{\text{В}}$ и величине относительного перемещения элементов в узлах Δh .

В нашем случае Δh равна высоте треугольника заштрихованной на рис. 3 поверхности ($\Delta h = 0,015 \text{ м}$).

Определим максимальную силу $F_{\text{ИН}}^{\text{В}}$, при которой произойдет смятие заштрихованной поверхности стакана и мгновенное аварийное рассоединение узла:

$$F_{\text{ИН}}^{\text{В}} = \frac{A}{\Delta h} = \frac{15,27}{0,15} = 101,82 \text{ Н}.$$

Отметим, что рассоединение узла может происходить (что, вероятнее всего, на практике и происходит) и при значительно меньших, но неоднократно повторяющихся за время эксплуатации осевых нагрузках, т.е.

$$F_{\text{ИН}}^{\text{В}} = \frac{A}{\sum_{i=1}^n \Delta h_i},$$

где Δh_i – величина i – го перемещения сопрягаемых элементов, м; n – число перемещений.

Проведенные исследования позволяют сделать вывод о том, что крепежные элементы силового узла, выполненные в виде пружинного кольца круглого сечения и канавки, не способны выполнять запирающие функции при условии воздействия на них осевых нагрузок. Кольцо под воздействием осевых нагрузок гидроцилиндра в процессе эксплуатации постепенно разрушает (сминает) нижнюю кромку кольцевой канавки стакана, что и является причиной аварийного рассоединения узла.

Для решения проблемы авторы предлагают два решения:

1. Установить на самосвальную платформу цилиндр двустороннего действия с механическими шариковыми замками.
2. Изменить конструкцию узла крепления цилиндра к раме и платформе: вместо шаровой головки и стопорного кольца установить ушковый узел со сферическим шарниром.

Схема цилиндра представлена на рис. 5.

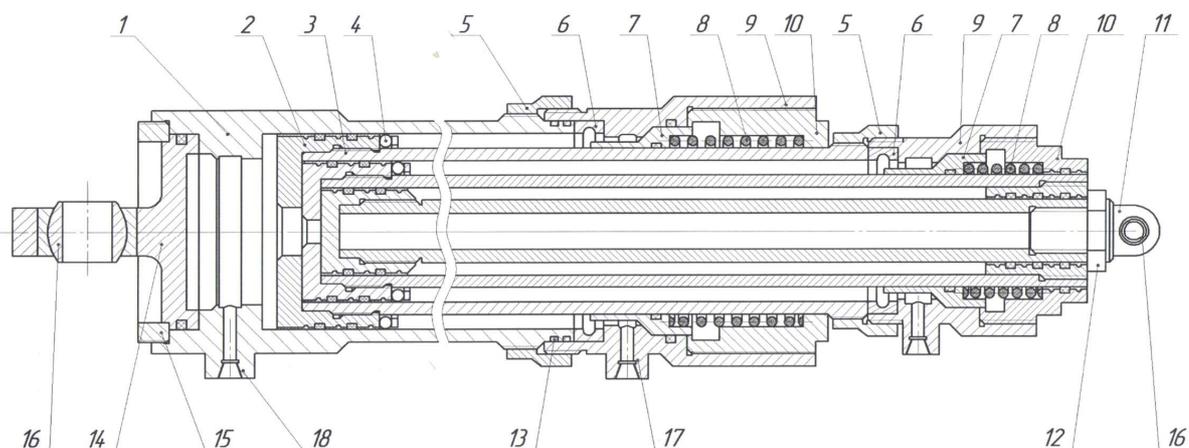


Рис. 5. Схема силового гидроцилиндра

Силовой гидроцилиндр является гидроцилиндром двустороннего действия, в котором выпуск и уборка штоков осуществляется за счет гидропривода самосвальной машины, и состоит из корпуса 1, штока 2, выполненного из телескопических секций. На одном из концов секции крепится поршень 3. По окружности поршня со стороны секции штока выполнены восемь сквозных отверстий, образующие сепараторы с гнездами для шариков. От выпадения из гнезд внутрь полости поршня шарики удерживаются внешней поверхностью секции штока, от выпадения наружу из поршня они удерживаются внутренней поверхностью цилиндрического корпуса или внутренней поверхностью секции штока. Шарики 4 имеют некоторую степень свободы для перемещения в гнездах. В конструкции гидроцилиндра также имеются соединительные гайки 5, кольца замка 6, распорные цилиндры 7, пружины 8, запорные цилиндры 9, направляющие секции штока цилиндра 10, ушковы узлы 11, 14, сферические шарниры 16. В сборе сепаратор, распорный и запорный цилиндры составляют механизм фиксации. Для обеспечения соосности (при монтаже) относительно узлов крепления рамы и самосвальной платформы ушковый узел 11 от проворачивания фиксирует контргайка 12, ушковый узел 14 надежно прижат к кольцевому выступу корпуса цилиндра резьбовой гайкой 15. Для обеспечения герметичности соединений используются уплотнительные резиновые кольца 13.

Силовой гидравлический цилиндр работает следующим образом. Для выдвижения штоков рабочая жидкость через штуцер 18 подается в подпоршневые полости, в которых начинает возрастать давление, при этом начинают выдвигаться секции штока поршня. При выдвижении поршня шарики 4 подходят и упираются в круговой конусный уступ торца распорного цилиндра 7. Возникает горизонтальная составляющая силы прижатия шариков к конусной части распорного цилиндра, под воздействием которой распорный цилиндр, сжимая пружину 8, сдвигается в сторону полости цилиндра, соединенной со

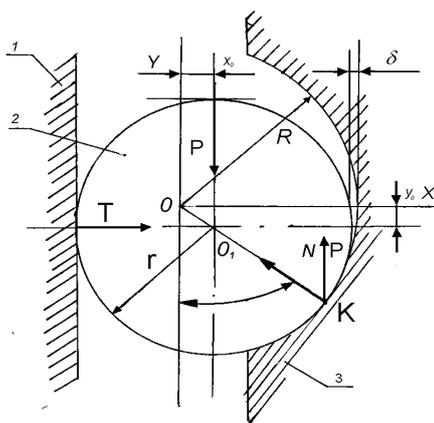
сливом. При этом шарики установятся напротив сферической выточки кольца замка 6 и под действием вертикальной составляющей усилия прижатия их к конусной части распорного цилиндра будут выдвинуты из гнезд сепаратора в кольцевую выточку кольца замка 6, а распорный цилиндр 7 под действием усилия пружины 8 проскользнет под шариками, механический шариковый замок закроется.

Для открытия замка рабочая жидкость поступает в полость через штуцер 17. В изолированной камере между поршнем и распорным кольцом возникает нарастающее давление, которое не может сдвинуть поршень, закрытый на шариковый замок, и, сжимая пружину, сдвигает распорный цилиндр вправо.

Как только шарики замка не будут удерживаться в сферической выточке кольца замка распорным цилиндром, они сдвинутся внутрь сепаратора и откроют шариковый замок, после чего поршень начнет убираться в корпус цилиндра.

При помощи болтов через сферические шарниры силовой цилиндр ушковыми узлами крепится к кронштейнам крепления на машинах [4;5].

Надежность работы шарикового замка зависит от многих факторов, среди которых важными являются диаметр шариков сепаратора и размер сферической выточки кольца замка, радиус которой можно рассчитать следующим образом. Замок работает с максимальной надежностью, если центры шарика и радиуса выточки лежат на одной прямой. Задаемся углом α положения точки К контакта замка из этого условия (рис. 6).



Выберем начало координат в центре кривизны выточки. Проведем прямую ОК и совместим ее с осью ОХ.

Запишем уравнение, состоящее из элементов, сумма которых равна радиусу R (мм) выточки:

$$R = (R - r)\sin\alpha + r + \delta,$$

где r – радиус шарика, мм; α – угол положения точки К; δ – зазор между серединой выточки кольца замка, шариком и стенкой распорного цилиндра, мм.

Выразим радиус R выточки через радиус r шарика и δ :

$$R = R\sin\alpha - r\sin\alpha + r + \delta;$$

$$R(1 - \sin\alpha) = r(1 - \sin\alpha) + \delta.$$

Отсюда радиус выточки $R = r + \delta / (1 - \sin\alpha)$.

Предварительные исследования показали, что оптимальная величина угла $\alpha = 45^\circ$. Тогда $\sin 45^\circ = 0,707$. Следовательно, при полнотью выдавленной смазке примем $\delta = 0,5$ мм.

Тогда $R = r + \delta / (1 - 0,707) = r + 1,7$ мм.

Модель силового цилиндра с механическим шариковым замком представлена на рис.

7.



Рис. 7. Модель силового гидроцилиндра в разборном виде

Для проверки работоспособности шарикового замка изготовили макет самосвальной



Рис. 8. Макет самосвальной платформы

платформы с экспериментальным цилиндром (рис. 8). Исследования показали надежную работу шарикового замка.

На модели самосвальной платформы была смоделирована аварийная ситуация (обрыв шланга). Для определения вероятности безотказной работы было смоделировано 1000 аварийных ситуаций. Шариковый замок дал сбой лишь в двух из них. Сбой был связан с невозможностью в лабораторных условиях выдержать точность изготовления деталей замка. Следует заметить, что при промышленном изготовлении его надежность можно существенно повысить.

В экспериментальном варианте вероятность безотказной работы замка

$$P(t) = n/N = 998/1000 = 0,998,$$

где n – число случаев безотказной работы механического шарикового замка; N – число смоделированных аварийных ситуаций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили-самосвалы ГАЗ-СА3-3507-01, ГАЗ-СА3-35071. Руководство по эксплуатации: 3507-01-0000010РЭ. – Саранск, 2008. – 115с.
2. Двухосный тракторный самосвальный прицеп 2ПТС – 4. – М.: ЦНТИ, 1969. – 46 с.
3. Олянич, Ю.Д. Исследования причин аварийного опускания платформ тракторных прицепов/ Ю.Д. Олянич, А.И. Пантюхин, Н.А. Мерцалов // Охрана труда и здоровья работников АПК. – Орел: ВНИИОТ, 1993.
4. Пат. 130013 РФ. Силовой гидроцилиндр / Сакович Н.Е., Ковалев А.Ф., Кузнецов А.А., Христофоров Е.Н. – Опубл. в БИ №19. - 2013.
5. Сакович, Н.Е. Теория и практика обеспечения безопасности дорожного движения в агропромышленном комплексе: монография / Н.Е. Сакович, Е.Н. Христофоров, В.С. Шкрабак. – Брянск: Изд-во БГСХА, 2008. – 282 с.

Материал поступил в редколлегию 21.01.14.