

$$\Delta C_3 = (C_n + T_3 C_3^*) N_{\text{рем}} / T_3 K_{\Gamma} \quad (12)$$

где  $C_n$  – себестоимость одного агрегата;  $C_3^*$  – средние удельные затраты на эксплуатацию одного агрегата в течение года.

В двигателе величина моторесурса во многом определяется состоянием ТНВД. В силу недостаточного финансового обеспечения в период выхода за гарантийный ресурс, возможно и экономически целесообразно поддерживать требуемую надежность двигателей путем замены узлов ТНВД, выработавших свой технический ресурс, на модернизированные и имеющие больший моторесурс, нежели ранее использовавшиеся.

Исходя из этого условия, задача исследования заключается в выборе варианта проекта узла ТНВД, позволяющего повысить моторесурс двигателя. Предположим, что качество выбранного варианта проекта повышения моторесурса ТНВД оценивается скалярным критерием  $F(x)$ , состояние и характеристики проектируемого узла – вектор-функцией  $\mu(\alpha, \varepsilon)$ , через а обозначим вектор проектных решений, определяющих в условиях неполной информации структуру и отдельные параметры проектируемого узла. Этот вектор подлжит выбору в процессе принятия решения.

Выбор элемента  $\alpha \in A$  дает множество возможных состояний:

$$x_a(E) = \{x_a | x_a = \mu(\alpha, \varepsilon), \varepsilon \in E\}. \quad (13)$$

Каждому из состояний проектируемого узла и каждому набору его характеристик из числа  $x_a \in X_a(E)$  соответствует некоторое значение критерия  $F(x_a)$ , имеющаяся информация позволяет в этом случае говорить лишь о том, что в результате проведенного выбора, значение скалярного критерия, оценивающего качество варианта проекта, при условии, что выбран элемент  $\alpha \in A$ , и что  $x_a = \mu(\alpha, \varepsilon)$ , а  $\varepsilon \in E$ , будет не хуже  $\min_{\varepsilon \in E} F(x_a)$ .

Вычисление  $\min_{\varepsilon \in E} F(x_a)$  сводится к следующему: каждому  $\alpha \in A$  ставится в соответствие результат  $F(Z_a)$ ,

$Z_a = \mu(\alpha, \varepsilon_a)$ . Элемент  $\varepsilon_a$  вычисляется согласно соотношению:

$$\varepsilon_a = \arg \min_{\varepsilon \in E} F(\mu(\alpha, \varepsilon)). \quad (14)$$

Задача выбора рационального варианта будет формулироваться в рассматриваемом случае так: найти такой вариант проектного решения  $\alpha \in A$ , который доставит максимум функций  $F(Z_a)$ .

В этом случае для решения задачи рационального выбора проектного решения в условиях неполной информации необходимо отыскать решение оптимальной модели.

Таким образом, совершенствование НПЭ, направленное на увеличение их моторесурса, может привести к значительному увеличению надежности ТНВД и двигателя в целом.

### СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ СПЕЦИАЛЬНОЙ ПОЛИЦЕЙСКОЙ МАШИНЫ СПМ-3

<sup>1</sup>Алиев Н.Д., <sup>2</sup>Свиридов Е.В.

<sup>1</sup>Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: aliiev.nazim2017@yandex.ru;

<sup>2</sup>Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

При разработке специальной полицейской бронемашины СПМ-3 с высоким уровнем бронезащиты, противоминной стойкости, проходимости, вместимости и грузоподъемности конструкторами ОАО «Военно-инженерный центр» были использованы технические решения, обеспечивающие ее высокие потребительские свойства (рис. 1).

После предварительных (заводских) испытаний первого опытного образца СПМ-3, был сделан ряд замечаний и предложений по улучшению конструкции машины. С учетом характера этих замечаний был создан второй опытный образец СПМ-3, на который установили шестицилиндровый дизельный двигатель ЯМЗ-7Э536-200, элементы противоминной защиты. Были проведены мероприятия по снижению массы машины и увеличению обзорности.



Рис. 1. Общий вид специальной полицейской машины СПМ-3

После проведения со вторым опытным образцом государственных приемочных испытаний в различных условиях эксплуатации, одним из основных выявленных недостатков стала ненадежная работа механизма блокирования межколесного дифференциала, которая выражалась в самопроизвольном отключении блокировки и заклинивании механизма. Также следует отметить, что для того, чтобы осуществить блокирование межколесного дифференциала на СПМ-3, необходимо остановить машину и только после этого включать блокировку. Это обусловлено применением в конструкции механизма блокирования дифференциала зубчатой муфты 6 (рис. 2), введение в зацепление которой в ходе движения сопровождается ударами, что приводит к преждевременному выходу из строя агрегата в целом. Кроме того, остановка машины для блокировки дифференциала в ходе выполнения задачи приводит к снижению подвижности и делает машину уязвимой для противника.

На рис. 2 показана существующая конструкция главной передачи ведущего моста специальной полицейской машины СПМ-3. Как видно из рисунка конструкция весьма материалоемкая, габаритная, имеет повышенную массу и значительное количество зубчатых передач, в которых, как известно, концентрируются большие касательные напряжения. Наличие второй ступени приводит к снижению КПД трансмиссии, делает громоздким сам ведущий мост, что приводит к уменьшению дорожного просвета.

В целях устранения вышеперечисленных недостатков было предложено в конструкции главной передачи исключить вторую ступень пар цилиндрических шестерен, а в механизме блокирования межколесного дифференциала применить многодисковый синхронизатор инерционного типа, представленный на рис. 3 [1].

м. Сжатый воздух подается под крышку 14 воздействует на мембрану 15, которая прогибаясь пере-

мещает поршень 8, связанный с двуплечим рычагом 6 посредством штока 9 и оси 10. Двуплечий рычаг 6 проворачиваясь вокруг своей оси 7 перемещает подвижную полумуфту 3 в осевом направлении. При движении подвижной полумуфты 3 в сторону включения блокирующие пальцы 18 увлекаются фиксаторами 21 и происходит перемещение нажимного диска 19. После этого между ведомыми 17 и ведущими 16 дисками устанавливается зазор, который обеспечивает возникновение силы трения благодаря которой происходит выравнивание угловых скоростей подвижной 3 и неподвижной 2 полумуфт, причем полное их зацепление осуществляется только после выравнивания угловых скоростей, дифференциал блокируется. При отключении подачи воздуха, возвратная пружина 13, воздействуя на рычаг 6, возвращает все элементы механизма блокировки в исходное положение.

Механизм блокирования работает следующим образом. Применение данного механизма в конструкции главной передачи СПМ-3, позволит улучшить такие эксплуатационные свойства, как проходимость и подвижность. За счет применения предлагаемой конструкции механизма блокирования происходит уменьшение материалоемкости и трудоемкости изготовления ведущих мостов, при этом соответственно повышается КПД трансмиссии, уменьшается масса и стоимость конструкции ведущих мостов. С уменьшением габаритных размеров моста происходит увеличение дорожного просвета, что ведет к повышению проходимости. Эффективность применения разработанной конструкции также заключается в осуществлении блокирования межколесного дифференциала в движении, не прибегая к остановке машины, что увеличивает ее подвижность. Это эксплуатационное свойство является одним из важнейших при выполнении служебно-боевых задач, когда потеря времени на остановки при перемещении войск могут привести к тяжелым последствиям.

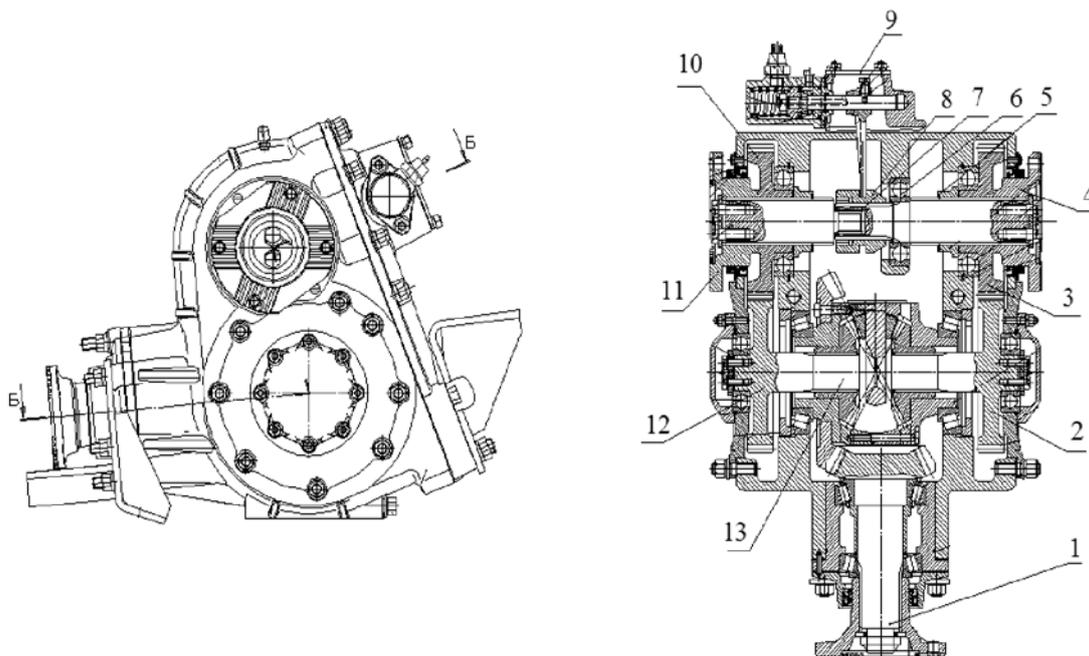


Рис. 2. Ведущий мост СПМ-3:

1 – ведущий вал с конической шестерней; 2, 12 – ведомые валы с ведущими цилиндрическими шестернями; 3, 10 – ведомые цилиндрические шестерни; 4, 11 – полусеверные фланцы; 5, 7 – полуоси; 6 – подшипник; 8 – муфта; 9 – пневмокамера; 13 – дифференциал

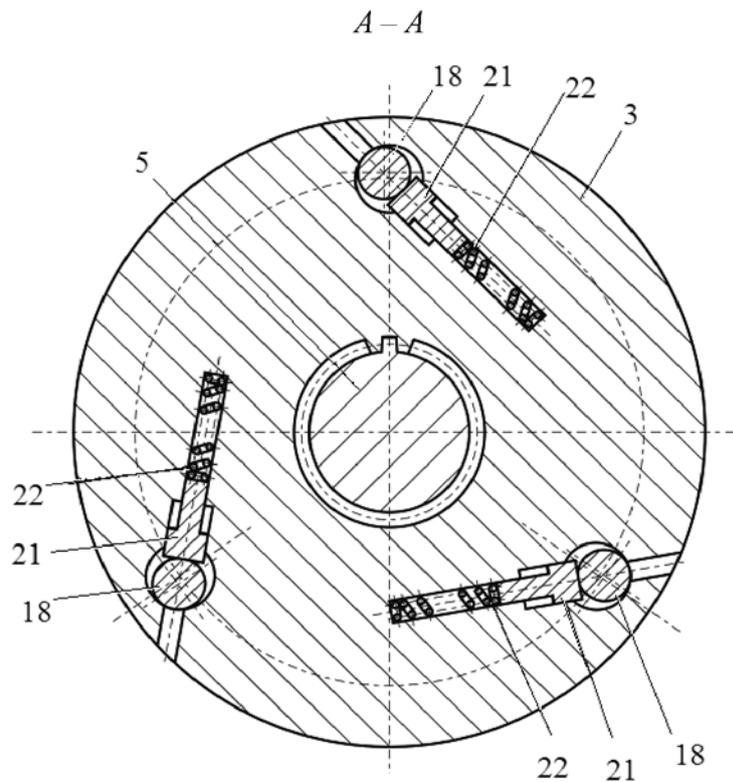
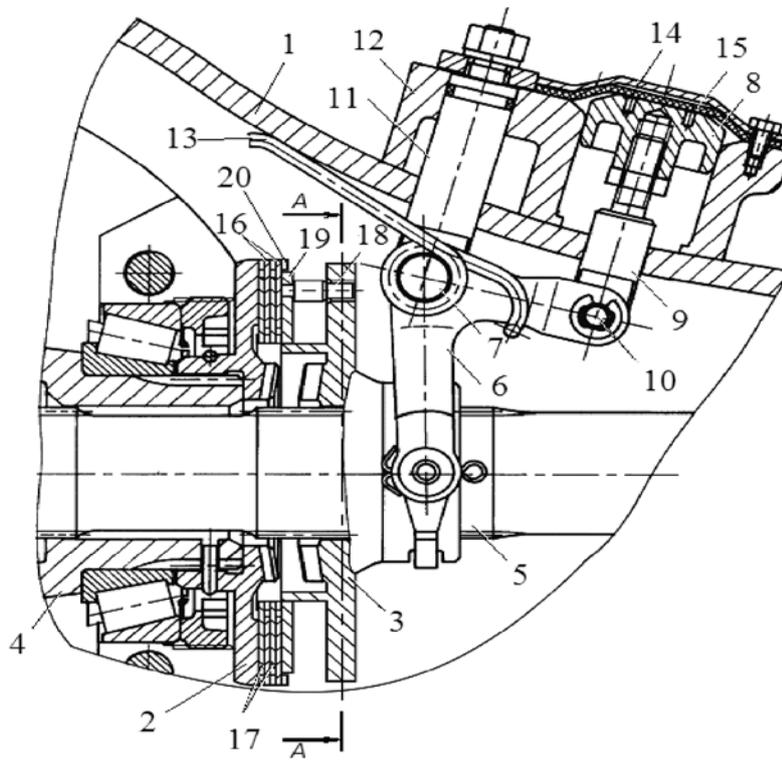


Рис. 3. Механизм блокирования межколесного дифференциала:  
 1 – картер моста; 2, 3 – кулачковая муфта; 4 – чашка дифференциала; 5 – полуось;  
 6 – двуплечий рычаг; 7 – ось; 8 – поршень; 9 – стержень; 10 – ось; 11 – кронштейн;  
 12 – фланец картера; 13 – возвратная пружина; 14 – крышка; 15 – диафрагма; 16 – пакет ведущих дисков; 17 – пакет ведомых дисков;  
 18 – блокирующий палец; 19 – нажимной диск; 20 – обойма; 21 – фиксатор; 22 – пружина

**Список литературы**

1. Пат. 134270 Российская Федерация, МПК F16H48/22. Механизм принудительной блокировки межколесного дифференциала транспортного средства повышенной проходимости / С.И. Чазов, А.С. Исабеков, Е.В. Свиридов; заявители и патентообладатели Чазов С.И., Исабеков А.С., Свиридов Е.В. – № 2013 121444/11; заявл. 7.05.13. опубл. 10.11.13, Бюл. № 31 – 2 с.: ил.

**ИЗМЕНЕНИЕ НАГРУЗОК В ТЯГОВО-СЦЕПНОМ УСТРОЙСТВЕ АВТОПОЕЗДА ПРИ ВКЛЮЧЕНИИ СЦЕПЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ-ТЯГАЧА**

<sup>1</sup>Болотов Н.А., <sup>2</sup>Свиридов Е.В.

<sup>1</sup>Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: nikola2661@mail.ru;

<sup>2</sup>Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

Особенности протекания продольных колебаний в тягово-сцепном устройстве (ТСУ) зависят от жесткости сцепки, величины зазора и темпа включения сцепления автомобиля-тягача (рис. 1, 2).

Чем больше жесткость упругого элемента сцепки, тем меньше нагрузка на крюке. Наличие упругой связи уменьшает работу буксования сцепления. Чем меньше коэффициент жесткости упругой связи сцепки, тем больше относительная разность углов буксования сцеплений автомобилей-тягачей с жесткой и упругой связью. На рис. 1 приведены зависимости нагрузки на крюке (1 – при зазоре 1,8 см; 2 – при отсутствии зазора в сцепке; 3 – при буксовании сцепления), полученные для тягача массой около 7 т и прицепа массой 4 т при жесткости упругой связи сцепки  $92 \text{ кНм}^{-1}$  и коэффициенте сопротивления бетонного покрытия дороги, равном 0,02.

Как видно из рис. 1, наличие упругой связи в ТСУ уменьшает работу буксования сцепления. В то же время утверждения в работе [1 с. 77-78] о вредности упругой связи в ТСУ, на наш взгляд, следует рассматривать как и частное проявление при колебаниях автопоезда. Для описанного случая (рис. 1) упругость ТСУ весьма желательная, но должна рассматриваться с учетом оптимальных значений жесткости.

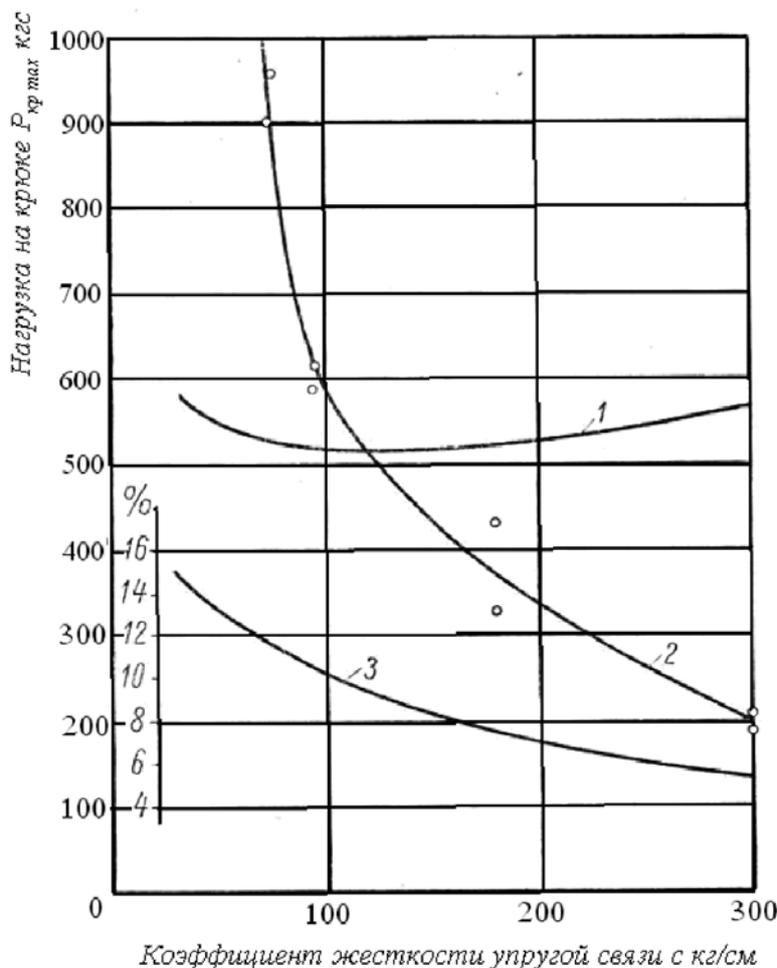


Рис. 1. Влияние жесткости упругой сцепки автопоезда на нагрузки в тягово-сцепном устройстве