

**ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАРИ ДАВЛАТ
ҚЎМИТАСИ**

**ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ОЛИЙ ВА ЎРТА МАХСУС ТАЪЛИМ
ВАЗИРЛИГИ**



**ТОШКЕНТ АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАРИНИ ЛОЙИХАЛАШ, ҚУРИШ ВА
ЭКСПЛУАТАЦИЯСИ ИНСТИТУТИ**



**“ЙЎЛ ТРАНСПОРТ ВА МУҲАНДИСЛИК КОММУНИКАЦИЯ
ИНФРАТУЗИЛМАСИНИ РИВОЖЛАНТИРИШ ИСТИҚБОЛЛАРИ”
ХАЛҚАРО ИЛМИЙ-ТЕХНИК АНЖУМАНИ МАТЕРИАЛЛАРИ ТЎПЛАМИ**

**СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ “ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ И
ИНЖЕНЕРНО-КОММУНИКАЦИОННЫХ ИНФРАСТРУКТУР”**

**COLLECTED MATERIALS THE INTERNATIONAL SCIENTIFIC- TECHNICAL
CONFERENCE “PROSPECTS OF ROAD TRANSPORT AND ENGINEERING-
COMMUNICATION INFRASTRUCTURE”**

I-часть

ТОШКЕНТ – 2017

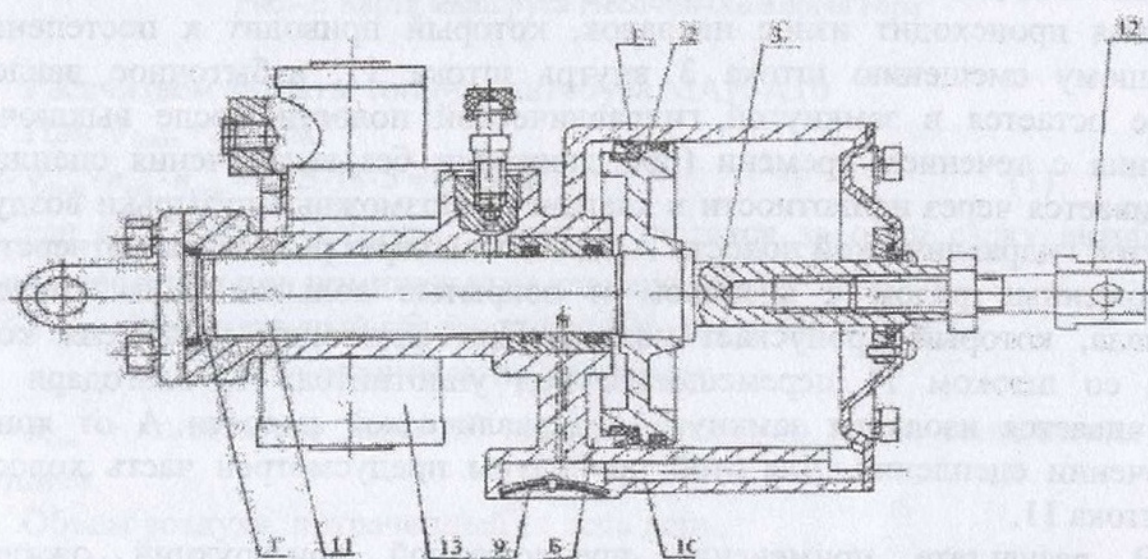
2. К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства. / Д.Н.Леонтьев, Л.А.Рыжих, С.И. Ломака, В.И.Клименко // Научный рецензируемый журнал «Известия МГТУ «МАМИ»». -М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – №1(11). – С.31 – 35.
3. Леонтьев Д.Н. Системный подход в создании автоматизированного тормозного управления транспортных средств категории М₃и N₃ / автореферат дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.22.02 «Автомобилии тракторы»/ Леонтьев Дмитрий Николаевич. –Х.: ХНАДУ, 2011. –22 с
4. Леонтьев Д.Н. Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, Д.Н. Леонтьев / Вестник ХНАДУ, - Х.: ХНАДУ, 2016. - Вып. 75. - С. 13 - 17.
5. Иларионов В.А. Анализ тормозной динамичности автобуса / В.А. Иларионов, И.К. Пчелин // Труды ВКЭИ автобуса, 1975. – С. 95–110.
6. К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями автомобиля с учетом требований правил №13 ЕЭК ООН / Д.Н. Леонтьев, А.Н. Туренко, В.И. Клименко и др. // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2011. – Вып. 29. – С. 29–36.
7. Левин М.А. Теория качения деформированного колеса / М.А. Левин, Н.А. Фуфасв. – М.: Наука, 1989. – 268 с.
8. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз. - М.: Транспорт, 1976. - 240 с.
9. Леонтьев Д.Н. Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости / Д.Н. Леонтьев, Л.А. Рыжих, А.В. Быкодоров // Автомобильная промышленность. – 2014. – №10. – С. 20–25.
10. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Д.Н.Леонтьев и др. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.
11. Pacejka H.B. MagicFormulaTyreModelwithTransientProperties / H.B. Pacejka, J.M. Besselink. – Lisse: Swets&Zeitlinger B.V., 1997. – P. 234–2

МЕХАНИЗМ УПРАВЛЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЕМ С КОМПЕНСАЦИЕЙ ИЗНОСА ФРИКЦИОННЫХ НАКЛАДОК. АНАЛИЗ СВОЙСТВ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

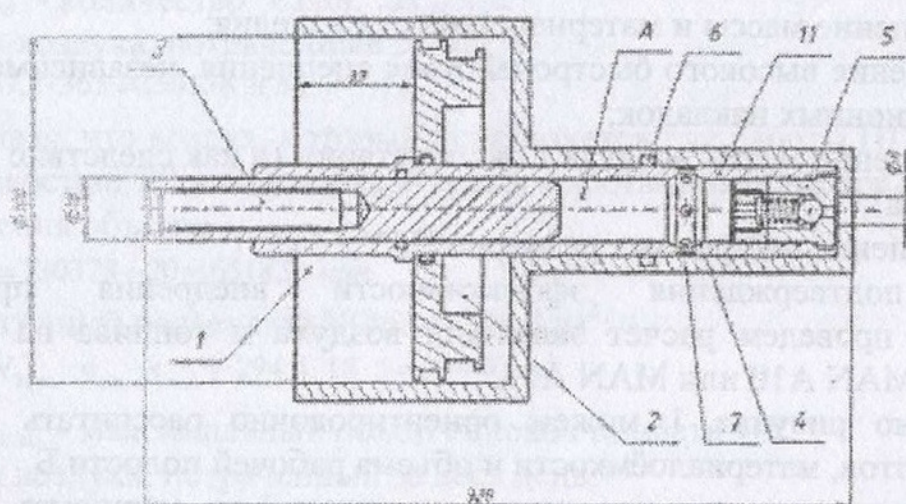
Клименко В.И., Михалевич Н.Г., Рябуха Ю.А. (ХНАДУ)

В современных условиях конкуренции значительное место уделяется комфорту. Агрегаты трансмиссии не исключение. Применение сцеплений с системой компенсации износа позволяет не только повысить комфорт за счёт сохранения стабильного усилия на педали, но и повысить эксплуатационные характеристики сцепления [1]. В подавляющем большинстве конструкций сцепления нет механизма компенсации износа. В таком случае пневмогидравлический усилитель выключения сцепления (ПГУ) постоянно смещает начальное положение поршня для поддержания нулевого зазора между вилкой и выжимным подшипником, поэтому с увеличением износа сцепления ухудшаются эксплуатационные показатели привода сцепления [2]. Решением проблемы может быть пересмотр конструкции ПГУ. Как вариант уменьшения габаритов и массы ПГУ, при одновременной компенсации износа сцепления может быть рассмотрена предлагаемая конструкция со штоком ПГУ имеющим

две секции. Благодаря такой конструкции компенсация износа фрикционных накладок будет обеспечиваться изменением длины штока, а не перемещением цилиндра, как в традиционных конструкциях (рис. 1 а). Передача усилия между двумя секциями штока осуществляется за счет замкнутой полости А (рис.1 б). Доступ жидкости в полость А контролируется обратным клапаном 5. Благодаря системе компенсации фрикционных накладок цилиндр 1 (рис.1), выполнен короче традиционных конструкций, и обеспечивает только ход, необходимый для выключения сцепления. Механизм автоматической компенсации износа состоит из двух штоков: внутреннего 3 и внешнего 11. Между ними находится полость А с тормозной жидкостью, которая отделена от контура привода выключения сцепления шариком с обратным клапаном 5.



а)



б)

а - общий вид предлагаемой конструкции пневмогидравлического усилителя; б - конструкция механизма компенсации износа фрикционных накладок, которая расположена в штоке пневмогидравлического усилителя.

Рис.-1. Предлагаемая конструкция пневмогидравлического усилителя

Принцип работы аналогичен гидравлическому компенсатору зазора в газораспределительном механизме. Во время нажатия на педаль сцепления давление тормозной жидкости поступает в полость между двумя штоками через обратный клапан и выталкивает внутренний шток до упора. Кроме этого, давление влияет на чувствительный элемент ускорительного клапана, обеспечивая тем самым, подачу воздуха в силовую полость Б цилиндра 1. Двигаясь вперед, поршень 2 толкает внешний шток 11, при этом благодаря заблокированному обратному клапану 5 гидравлическая полость А между поршнями 11 и 3 оказывается замкнутой и обеспечивает передачу усилия от поршня 2 со штоком 11 к штоку 3. При выключении сцепления происходит выпуск воздуха и полости Б и возвращение всего механизма в исходное состояние под действием обратных пружин. При многократном выключении сцепления происходит износ накладок, который приводит к постепенному небольшому смещению штока 3 внутрь штока 11, избыточное давление, которое остается в замкнутой гидравлической полости после выключения сцепления с течением времени (при движении без выключения сцепления) стравливается через неплотности в клапане 5. Возможные пузырьки воздуха в замкнутой гидравлической полости А удаляются через радиальные отверстия 4, расположенные рядом с клапаном и покрытые кольцом 7 из пористого материала, который пропускает воздух. При активации усилителя кольцо вместе со штоком 11 перемещается под уплотнитель 6, благодаря чему обеспечивается изоляция замкнутой гидравлической полости А от контура выключения сцепления. Для этой процедуры предусмотрен ход холостого хода штока 11.

В результате применения предложенной конструкции ожидается получить несколько позитивных изменений:

- уменьшение массы и материалоемкости изделия;
- сохранение высокого быстродействия сцепления, независимо от степени износа фрикционных накладок;
- уменьшение затрат воздуха в эксплуатации (и как следствие уменьшения затрат топлива);
- уменьшение габаритных размеров ПГУ;

Для подтверждения эффективности внедрения предложенной конструкции проведем расчет экономии воздуха и топлива на маршруте с автобусами: MAN A10 или MAN A15.

Согласно рисунка 1 можем ориентировочно рассчитать уменьшение массы, габаритов, материалоемкости и объема рабочей полости Б.

Для наглядного примера приведем карту 1-го маршрута (рис. 2), по которому движется автобус MAN A10 или MAN A15.

Полная протяженность пути составляет 7 км. Маршрут Песочин-станция метро «Холодная гора» содержит 7 остановок, 4 светофора, 7 пешеходных переходов. Полное время в пути 11 мин. 30 с, при условии, что нет никаких препятствий.



Рис.-2. Карта маршрута Песочин-Холодная гора

Рассчитаем затраты топлива автобуса МАН А10

При $V_{0min}=73.5\text{см}^3$

$$V_{ход} = V_{0min} \cdot n_{ст} \cdot n_{ит} = 73,5 \cdot 18 \cdot 5 = 6615\text{см}^3, \quad (1)$$

где $V_{ход}$ - объем воздуха, который тратится за одну езду автобуса на привод сцепления под номинальным давлением;

V_{0min} - минимальный объем силовой полости ПГУ;

$n_{ст}$ - количество остановок на маршруте;

$n_{ит}$ - количество нажатий педали сцепления после выполнения одной остановки.

Объем воздуха, потраченный за весь день, :

$$V_d = V_{ход} \cdot n_{ход} = 6615 \cdot 54 = 357210\text{см}^3 = 357,2\text{л},$$

где $n_{ход}$ - количество "ездок" за день.

Объем воздуха, потраченный за год, :

$$V_p = 357,2 \cdot 365 = 130378 \text{ л/г}$$

Учитывая, что воздух, который используется для работы ПГУ, хранится в ресивере емкостью 20л. Рассчитаем время работы компрессора, необходимое для обеспечения объема:

$$V_{ресивер} = 130378 \div 20 = 6518,9 \text{ мин} \quad (2)$$

Аналогичный расчет при $V_{0max}=294.4\text{см}^3$:

$$V_{ход} = V_{0max} \cdot n_{ст} \cdot n_{ит} = 294,4 \cdot 18 \cdot 5 = 26490\text{см}^3 \quad (3)$$

Где V_{0max} - максимальный объем силовой полости ПГУ;

Объем воздуха, потраченный за весь день:

$$V_d = V_{ход} \cdot n_{ход} = 26490 \cdot 54 = 14397840 \text{ см}^3 = 14307,84 \text{ л}$$

Объем воздуха, потраченный за год, :

$$V_p = 14307,840 \cdot 365 = 5222361,6 \text{ л/год};$$

$$V_{ресивер} = 5222361,6 \div 20 = 261118,08 \text{ мин} . \quad (4)$$

Полный путь, который проходит автобус за год, :

$$S = l \cdot n_{ход} = 7 \cdot 54 = 378\text{км} \cdot 365 = 137970\text{км/год},$$

где $n_{ход}$ - количество "ездок" за день;

l - расстояние от Песочина до станции метро «Холодна гора».

Допустим, что средняя скорость автобуса $V_{cp} = 20$ км/ч, 6518,9 мин – компрессор качает ресивер на нужды ПГУ.

$$t = 6518,9 \div 60 = 108,6483 \text{ час};$$

$$S_1 = V_{cp} \cdot t = 20 \cdot 108,6483 \approx 2173 \text{ км},$$

где $S=2173$ км - путь, на котором работает компрессор при минимальном объеме ПГУ.

Количество топлива Q_1 , л, потраченных автобусом МАН А10, :

$$Q_1 = S_1 \cdot 1,6 = 2173 \cdot 1,6 = 3476,8 \text{ л},$$

где Q_1 - количество топлива

1,6 л на 100 км тратится на привод компрессора, исходя из того, что компрессор требует для работы около 4% мощности двигателя.

Те же расчёты произведём для максимального объёма силовой полости ПГУ.

$$t = 261118,08 \div 60 = 4351,968 \text{ год};$$

$$S_2 = V_{cp} \cdot t = 20 \cdot 4351,968 = 87039,36 \text{ км},$$

где $S=87039,36$ км - путь, на котором работает компрессор при максимальном объеме ПГУ.

Разница пути S , км и количества топлива Q , л между работой компрессора при максимальном и минимальном объемах:

$$S = S_1 - S_2 = 87039,36 - 2173 \text{ км};$$

$$Q = Q_1 - Q_2 = 3476,8 - 1392,7 = 2084,1 \text{ л};$$

Таким образом, благодаря предложенной конструкции ПГУ для автобуса можно сэкономить около 4,5 млн. сумма за год.

Литература:

1. Саморегулирующееся сцепление. Электронный ресурс. [Режим доступа] http://systemsauto.ru/coupling/self-adjusting_clutch.html

2. Ярита А. А. Влияние износа фрикционных накладок на быстродействие электропневматического привода управления сцеплением / А. А. Ярита // Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничий збірник. – Одеса, 2014. – Випуск 1(43). – С. 292 – 296.

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ПОКАЗАТЕЛИ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Кадыров С., Эргашев О. (ТИПСЭАД)

Влияние скоростного режима на уровень давления впрыска топлива. Исследования влияния скоростного режима на уровень давлений впрыска были проведены при двух значениях упругости привода насос-форсунки: $K=28,5 \cdot 10^{-4}$ мм/кг и $K=17,1 \cdot 10^{-4}$ мм/кг.

На рис. 1 приведены диаграммы давлений впрыска по углу поворота коленчатого вала при положении рейки в упоре для исследованных скоростных режимов и упругостях привода.