

занности водителей по оцениванию свойств шин при выезде на линию, движении по дороге и после каждой остановки АТС являются сложными. Для их выполнения необходимы соответствующее обучение и наличие опыта.

### Литература

1. Макаров, В.А. Наукові основи поліпшення курсової стійкості руху легкового автомобіля: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В.А. Макаров. – Київ, 2011.

2. Дугельный, В.Н. Улучшение показателей курсовой устойчивости легкового автомобиля с учетом силовой неоднородности его шин :дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / В.Н. Дугельный. – К., 2006. – 136 с.

3. Костенко, А.В. Прогнозування показників курсової стійкості легкового автомобіля з урахуванням розкиду жорсткісних характеристик шин: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / А.В. Костенко. – К., 2007. – 168 с.

4. Петров, О.В. Поліпшення показників курсової стійкості руху транспортних засобів з урахуванням технічного стану їх шин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / О.В. Петров. – Київ, 2008. – 20 с.

5. Патент України на винахід № 108864, МПК(2013,01) G01M 17/02. Спосіб випробування пневматичних шин на круговій біговій доріжці та пристрої для його здійснення / Макаров В.А., Костенко А.В., Петров О.В., Кулієв Р.А., Енглезі О.А., Бондаренко А.Є., Кононіхін С.В., заявл. 21.05.2012, опубл. 25.06.2015 // Бюл. №12.

УДК 62-59:629.113.001.2

### **ОБОСНОВАНИЕ СТУПЕНЧАТОСТИ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАКСИМАЛЬНОЙ ТОЧНОСТИ МЕХАНИЗМА УПРАВЛЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЕМ**

### **MOTIVATION TO JAGGING OF THE FEATURE TO MAXIMUM ACCURACY OF THE MECHANISM OF TRACTION MANAGEMENT**

*Михалевич Н.Г.*, доцент, кандидат технических наук;

*Ярита А.А.*, инженер (Харьковский национальный автомобильно-  
дорожный университет (ХНАДУ))

*Mikhalevich N.*, Associate Professor, Candidate of Technical Sciences;

*Yarita A.*, Engineer (Kharkov National Automobile and Highway University  
(KhNAHU))

**Аннотация.** *Выдвинута концепция определения допустимой ступенчатости положения органа управления сцеплением большегрузного транс-*

портного средства. Определены числовые значения ступеней перемещения штока привода в зависимости от изменения замедления.

**Abstract.** Offered concept of the determination to possible jaggng of the position management body by clutch vehicle. Numeric importance's steps of the moving the rod of the drive are depending on change the deceleration.

## Введение

Необходимость автоматизации работы трансмиссии большегрузных автомобилей и автобусов, на сегодняшний день не вызывает сомнения. Чаще всего автоматизируется работа сцепления и коробки передач. Это связано как с необходимостью возложить на плечи электронных систем выбор передачи, так и облегчения труда водителя, учитывая большую удалённость рабочего места водителя и элементов управления. Серийные системы управления электропневматических приводов сцепления чаще всего работают за счет электропневматических клапанов [1, 2]. Это подход делает привод релейным с характерным, ступенчатым перемещением штока управления сцеплением. Основными факторами, по которым оценивают эффективность работы привода сцепления, являются его быстродействие и точность позиционирования штока исполнительного механизма, в зависимости от управляющих воздействий. Также регламентируется усилие на педали сцепления и величина ее хода [3, 4]. В литературных источниках упоминаются показатели быстродействия привода при выключении сцепления в пределах 0,15–0,25 с [5]. При анализе конструкций с различным числом управляющих электромагнитных клапанов можно сделать вывод о борьбе за одновременное повышение быстродействия с сохранением точности позиционирования [1, 6, 7].

### Обоснование ступенчатости характеристики максимальной точности механизма управления сцеплением

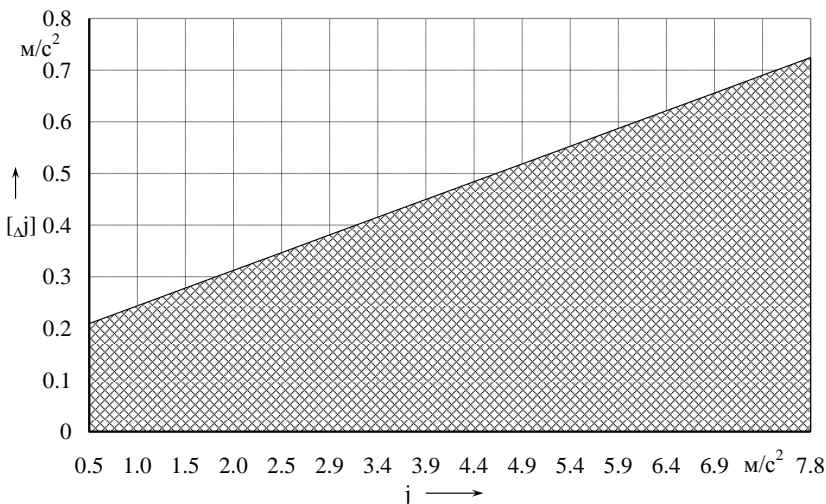
При обосновании ступенчатости работы электропневматического механизма управления сцеплением предлагается применить подход предложенный в работах [8, 9], который применялся к определению допустимой ступенчатости работы электропневматического тормозного привода. Отправной точкой, предлагаемого способа, является уравнение описывающее чувствительность вестибулярного аппарата человека к изменению ускорения в зависимости от уровня действующих ускорений.

$$[\Delta j] = 0,07 (j + 2,5),$$

где  $[\Delta j]$  – допустимая ступень замедления,  $\text{м/с}^2$ ;

$j$  – текущее замедление автотранспортного средства,  $\text{м/с}^2$ .

Графическая интерпретация этого закона представлена на рисунке 1.



**Рисунок 1** - Зона допустимых приращений замедления

Подчиняясь такому закону, изменение ускорения не будет вызывать дискомфорта у водителя и пассажиров при небольших изменениях положения педали сцепления. Когда положение штока исполнительного устройства будет изменяться на один шаг.

Приняв допущение о необходимости комфортного и плавного трогания с места, можем сказать, что во время начала движения ускорение будет плавно нарастать пропорционально изменению тяговой силы на колёсах и, соответственно, пропорционально положению штока исполнительного механизма управления сцеплением. Рассчитать число ступеней изменения ускорения можно по формуле

$$k = \frac{Me_{\max} \cdot \eta \cdot u_{tr}}{[\Delta j] \cdot r_k \cdot m_a},$$

где  $Me_{\max}$  – максимальный момент двигателя, Нм;

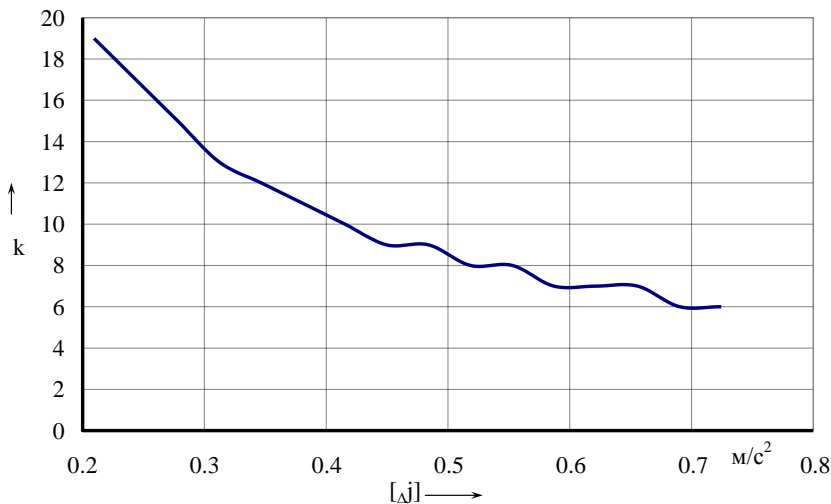
$\eta$  – КПД трансмиссии;

$u_{tr}$  – передаточное число трансмиссии;

$r_k$  – радиус колеса, м;

$m_a$  – масса автомобиля, кг.

Графически закон изменения количества ступеней регулирования от допустимого изменения замедления будет выглядеть следующим образом (рисунок 2).



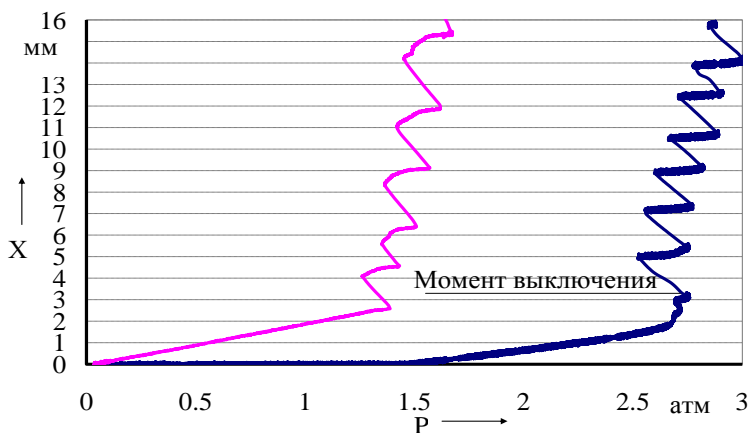
**Рисунок 2** – Количество ступеней положения штока управления сцеплением в зависимости от допустимых приращений замедления

Как видно из графика при минимальном приращении замедления размер ступени должен соответствовать одной девятнадцатой всего хода штока привода управления сцепления с момента полного включения до исчезновения момента трения сцепления.

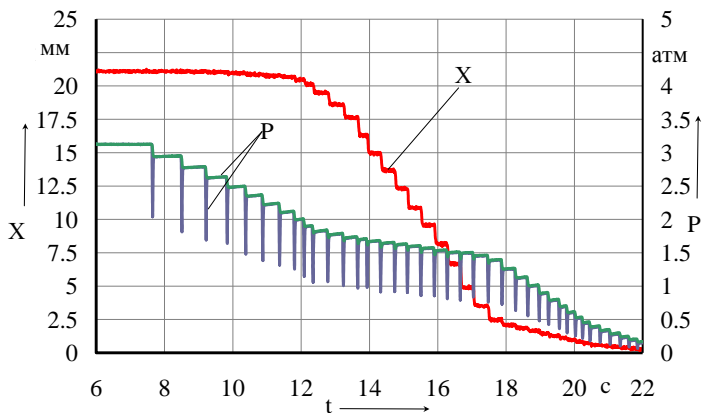
Анализируя кинематику сцепления по статической характеристике, на примере трансмиссии автомобиля КамАЗ-5320, можно отметить, что полностью исчезновении момента на ведомом диске происходит, когда шток исполнительного механизма перемещается на величину от 3,2 до 5 мм. При значении 3,2 мм происходит резкий скачек до 5 мм, в то время как из электропневматического исполнительного механизма плавно (через специальный дроссель выпускался воздух). Замеры проводились на силовом агрегате с выключенным двигателем. При этом в точке 3,2 мм ведомые диски сцепления ещё небыли разблокированы (провернуть вторичный вал коробки передач не представлялось возможным), а в положении 5 мм ведомые диски были разблокированы (вторичный вал коробки передач вращался свободно руками) (рисунок 3).

Если принять минимальное положение штока 3,2 мм то величина допустимой ступени по перемещению будет составлять  $(3,2/19)$  около 0,17 мм. Реальный электропневматический механизм управления сцеплением, разработанный на кафедре автомобилей Харьковского национального ав-

томобильно-дорожного университета позволяет получить желаемую точность в диапазоне регулировки момента сцепления. При этом в конструкции предусмотрено два управляющих электромагнитных клапана и один ускорительный. На элементы конструкции и на механизм целиком получены патенты на изобретение.



**Рисунок 3** – Зависимость перемещения штока механизма управления сцеплением от давления в силовом цилиндре с отмеченной точкой пропадания усилия на выходном валу сцепления



**Рисунок 4** – Изменение давления в силовой и управляющей полости, а также хода штока механизма управления сцеплением от времени в процессе включения сцепления

Анализируя рисунок 4 выделим зону после семнадцатой секунды с характерными маленькими ступенями величина которых составляет для первых трех ступеней 0,29 мм; для вторых двух 0,2 мм и для последующих 0,17 мм.

### Выводы

1. Анализируя зависимость нарастания замедления при ступенчатом включении сцепления было определено максимальное количество ступеней положения органа управления сцеплением, которое составляет 19 штук.

2. На примере двухдискового сцепления с периферийными пружинами для автомобиля КамАЗ-5320 минимальная ступень составляет 0,17 мм при минимальных изменениях ускорения.

3. Для дальнейшей интерпретации результатов исследования необходимо проанализировать статистические данные изменения ускорения большегрузных транспортных средств в процессе трогания с места.

### Литература

1. Захарик, Ю.М. Исполнительные механизмы сцепления с электронным управлением / Ю.М. Захарик // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 9. – С. 28-29.

2. Захарик, Ю.М. Шаговые двигатели и системы управления сцеплениями автомобилей / Ю.М. Захарик // Грузовик. – 2005. – № 8. – С. 32–34.

3. Грузовые автомобили. Общие технические требования: ГОСТ Р 52280:2004. – Введ. 01.06.2005. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2005. – 15 с.

4. Острцов, А.В. Автомобильные сцепления: учебное пособие по дисциплинам «Конструкция автомобиля и трактора» и «Конструирование и расчет автомобиля» для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201 «Автомобиле- и тракторостроение» / А.В. Острцов., П.А. Красавин, В.В. Воронин. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 99 с.

5. Гируцкий, О.И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О.И. Гируцкий, Ю.К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк. – М.: Транспорт, 2000. – 213 с.

6. Barna Szimandl. Dynamic hybrid model of an electro-pneumatic clutch system / Barna Szimandl, Huba Nemeth // Mechatronics. – 2013. – № 23– S. 21–36.

7. Захарик, Ю.М. Влияние инерционности клапанов на динамику систем управления агрегатами автомобиля / Ю.М. Захарик. – М. – Грузовик. – Вып. № 6. – 2003. – С. 27– 29.

8. Савельев, Б.В. Обоснование статической характеристики тормозной системы автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Б.В. Савельев. – М., 1988. – 21 с.

9. Нужный, В.В. Разработка электропневматического тормозного привода автотранспортного средства: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Нужный В.В. – Донецк, 1996. – 220 с.

УДК 629.113.004

**ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО  
ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ  
TECHNICAL SYSTEM OPTIMIZATION CAR MAINTENANCE**

*Поклад Л.Н.*, кандидат технических наук, доцент;  
*Флерко И.М.*, кандидат технических наук, доцент  
(Белорусский национальный технический университет)

*Poklad L.N.*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor;  
*Flerko I.M.* Candidate of Technical Sciences, Associate Professor  
(Belarusian National Technical University)

**Аннотация.** *Для решения задачи оптимизации разработана математическая модель и программные средства, позволяющие имитировать процесс функционирования системы технических воздействий с тупиковой и поточной организацией работ при техническом обслуживании разномарочного подвижного состава.*

**Abstract.** *To solve the problem of optimizing the mathematical model and software tools to simulate the process of functioning of the technical effects with a dead-end flow and organization of work in the maintenance of the rolling stock with shutter.*

В современных АТП техническое обслуживание выполняют в основном на специализированных (проездных) постах или поточных линиях [1]. Наиболее прогрессивным считается поточный метод. Этот метод позволяет более рационально организовать технологический процесс, производительнее использовать оборудование, на высоком уровне поддерживать технологическую дисциплину. Однако в большинстве современных АТП не могут полностью реализоваться преимущества поточного метода организации работ. Это обусловливается тем, что большинство АТП эксплуатирует разномарочный парк подвижного состава.

Организация технических воздействий на поточных линиях в автопредприятиях со сложной помарочной структурой парка сопряжена с существенными потерями рабочего времени, так как технологические процессы технического обслуживания по отдельным маркам по объему, а также содержанию работ значительно различаются. В итоге это приводит к снижению производительности труда рабочих.