

УДК 621.83

**В. А. БОГОМОЛОВ**, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;  
**В. И. КЛИМЕНКО**, канд. техн. наук, проф. ХНАДУ;  
**Н. Г. МИХАЛЕВИЧ**, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;  
**А. А. ЯРИТА**, аспирант, ХНАДУ

## ПОСТРОЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМА ВЫКЛЮЧЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Предложен алгоритм экспериментального определения статической характеристики механизма сцепления транспортного средства, приведена конструкция экспериментального стенда. Представлен вариант упрощения математической модели электропневматического привода сцепления транспортного средства путем использования в расчете экспериментальных данных. Сделан вывод, что для выключения сцепления можно ограничить давление воздуха в приводе до 0.4 МПа, что соответствует усилию на поршне исполнительного механизма ЭППС 3000 Н.

**Ключевые слова:** статическая характеристика, привод сцепления, математическая модель, экспериментальная установка, исполнительный механизм.

**Введение.** Современный уровень развития науки и технологий способствует постоянному совершенствованию различных отраслей автомобилестроения. Приоритетное направление в совершенствовании автомобиля – повышение безопасности, экономичности и комфорта. Немаловажным элементом, способствующим улучшению этих показателей, является облегчение управления агрегатами трансмиссии, в частности сцеплением.

История создания привода управления сцеплением насчитывает более столетия. За это время частично изменилась структура привода, повысились требования относительно его надежности. На данный момент привод сцепления это не только группа аппаратов предназначенных для накопления и передачи энергии от органа управления к исполнительному механизму, но и составная часть систем направленных на интеллектуализацию транспортного средства.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Использование механического привода сцепления на грузовых автомобилях и автобусах осталось далеко позади, постепенно исчезает гидравлический привод в своем первоначальном виде. Одним из главных путей усовершенствования приводов сцепления, на данном этапе, является использование исполнительных механизмов, которые не имеют механической связи с органом управления. В ходе развития данной тенденции появилось большое количество вариантов реализации электромеханических, электрогидравлических и электропневматических приводов сцепления [1, 2, 3], что позволило значительно облегчить работу водителя и упростить процесс компоновки элементов трансмиссии транспортных средств.

Системы управления электропневматических приводов сцепления чаще всего работают за счет электропневматических клапанов (одного, двух и т.д.) или шаговых электродвигателей [4, 5]. На кафедре автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ) проводятся разработки электропневматического привода сцепления (ЭППС), в конструкцию которого включен ускорительный клапан. Работоспособность созданного опытного образца подтверждена экспериментальными исследованиями [6].

© В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита, 2014

Одними из главных факторов, по которым оценивают эффективность работы привода сцепления, являются его быстродействие и точность позиционирования штока исполнительного механизма привода сцепления, в зависимости от управляющих воздействий. Для определения оптимальных параметров и отработки алгоритмов системы управления ЭППС необходимо создание математической модели, которая с допустимой точностью описывает процессы, протекающие при работе электропневматического привода.

**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является экспериментальное получение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства и использование полученных результатов для создания уточненной математической модели электропневматического привода управления сцеплением.

**Построение математической модели с использованием экспериментальных данных.** Для создания математической модели ЭППС была разработана блок-схема представленная на рис. 1.

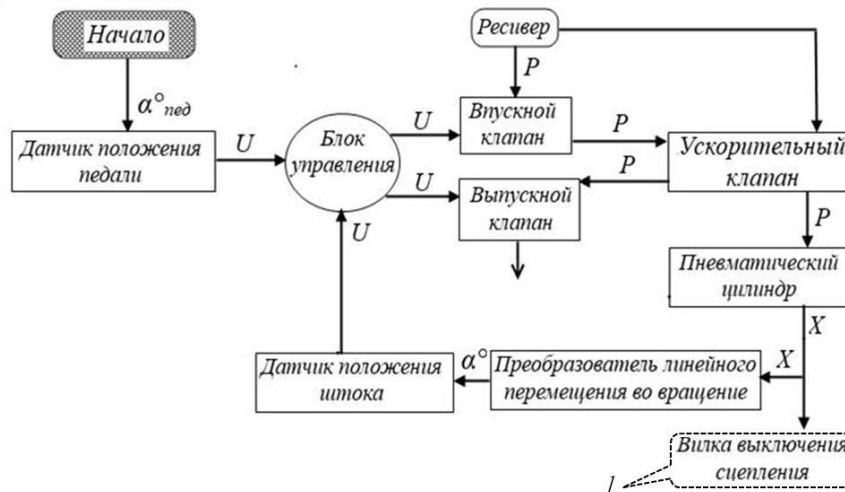


Рисунок 1 – Блок-схема математической модели ЭППС

На приведенной блок-схеме шток пневматического цилиндра при перемещении воздействует на вилку выключения сцепления 1. Для получения более реалистичных результатов работы математической модели к вилке выключения сцепления 1 должны быть приведены все силы, противодействующие выключению сцепления. Включение в математическую модель блока, моделирующего работу механизма сцепления, приведет к значительному ее усложнению и появлению дополнительных погрешностей. Поскольку основной задачей предлагаемой математической модели является проверка алгоритма работы системы управления ЭППС, было предложено в качестве элемента противодействия перемещению штока использовать блок, отображающий статическую характеристику механизма сцепления транспортного средства полученную экспериментальным путем. Такой подход позволит повысить точность моделирования без усложнения математической модели.

Для получения статической характеристики механизма сцепления на кафедре технической эксплуатации и сервиса автомобилей ХНАДУ был создан экспериментальный стенд, структурная схема которого представлена на рис. 2.

Експериментальний стенд, створений на базі силового агрегата автомобіля КАМАЗ 5320, дозволяє записати процес переміщення штока исполнительного механізму при включенні-виключенні сцеплення і характер змінення тиску в силіній порожнині исполнительного механізму ЕППС в формі цифрового файлу формату \*.xls, що дає можливість представляти результати в якості діаграм і графіків. При проведенні експериментальних досліджень використовувався електропневматичний привід сцеплення розроблений в ХНАДУ.

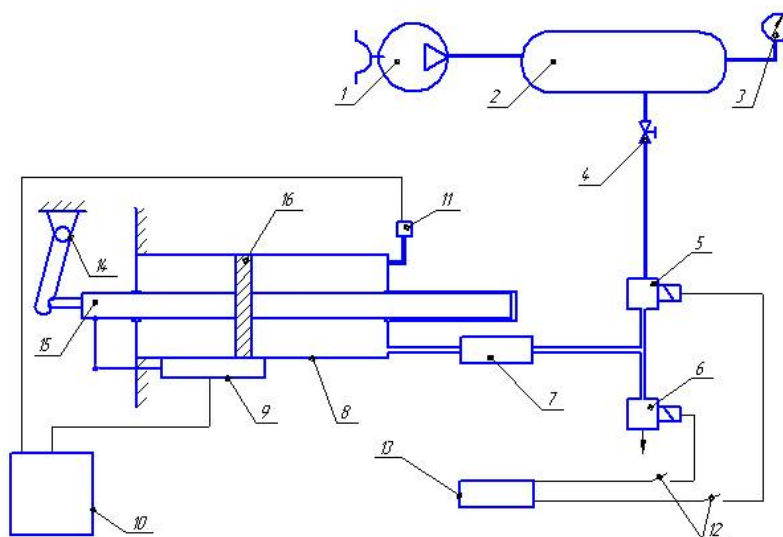


Рисунок 2 – Структурна схема експериментального стенда: 1 – компресор, 2 – ресивер, 3 – манометр, 4 – кран, 5 – впускний електропневмоклапан, 6 – випускний електропневмоклапан, 7 – регулятор тиску, 8 – исполнительний механізм, 9 – датчик положення штока, 10 – вимірювальний комплекс, 11 – датчик тиску, 12 – вимикач, 13 – блок живлення, 14 – вилка вимкнення сцеплення, 15 – толкатель, 16 – поршень исполнительного механізму

В ході проведення експеримента в ресивері 2 встановлюється максимальне тиску 0.8 МПа. При допомозі регулятора тиску 7 в силіній порожнині исполнительного механізму 8 встановлюються значення тиску від 0 до 0.8 МПа з інтервалом 0.025 МПа.

Для побудови гілки статическої характеристики, котра відображає прямий хід поршня исполнительного механізму, були проведені заміри ходу штока исполнительного механізму сцеплення при різних значеннях тиску.

При відкритті впускного електропневмоклапана 5, стиснутий повітря з ресивера 2 через регулятор тиску 7, поступає в силіній порожнину исполнительного механізму 8, приводить до переміщенню поршня 16 в деяке проміжне положення. При допомозі вимірювального комплексу 10, а також датчиків 9 і 11 фіксувалось значення переміщення поршня 16 і тиску в силіній порожнині исполнительного механізму 8.

При отриманні даних для побудови зворотної гілки статическої характеристики необхідно ступінчато понижувати тиску в силіній порожнині исполнительного механізму 8. Для цього на виході з силіній порожнини був встановлений регулятор тиску 7. В силіній порожнині исполнительного механізму 8 встановлювалось максимальне тиску 0.8 МПа і при допомозі регулятора 7

ступенчато снижалось с интервалом 0.025 МПа. При этом, как и в первом случае, фиксировались значения перемещения поршня 16 и давления в силовой полости исполнительного механизма 8. Для подтверждения достоверности полученных результатов каждый замер был проведен 3 раза. В дальнейших расчетах использовались усредненные значения.

Зная геометрические параметры элементов исполнительного механизма ЭППС (рис. 3) и значение давления можно определить усилие, действующие на поршень, Н:

$$F_i = S \cdot P_i, \quad (1)$$

где  $P_i$  – текущее значение давления в силовой полости исполнительного механизма, Па;  
 $S$  – площадь поршня исполнительного механизма, м<sup>2</sup>.

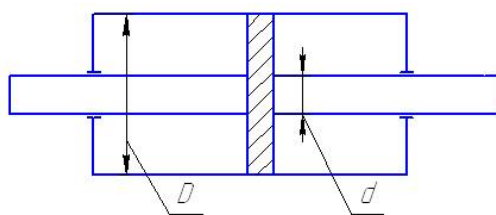


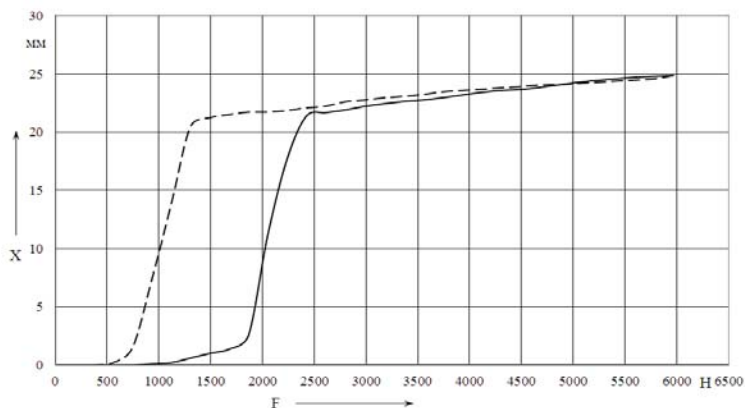
Рисунок 3 – Геометрические параметры исполнительного механизма ЭППС

Площадь поршня исполнительного механизма ЭППС, м<sup>2</sup>:

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \quad (2)$$

где  $D$  – диаметр поршня исполнительного механизма, м;  
 $d$  – диаметр штока исполнительного механизма, м.

По полученным значениям усилия на поршне исполнительного механизма ЭППС строим статическую характеристику механизма сцепления транспортного средства (рис. 4).



————— прямой ход штока исполнительного механизма;  
 - - - - - обратный ход штока исполнительного механизма

Рисунок 4 – Зависимость величины перемещения штока исполнительного механизма ЭППС от усилия, создаваемого на поршне

**Выводы.**

Полученная статическая характеристика механизма сцепления транспортного средства может использоваться в качестве сопротивления (элемента нагружения) при математическом моделировании различных приводов сцеплений и их составных частей. Это позволит значительно упростить процесс математического моделирования без снижения точности полученных результатов.

Проанализировав зависимость, представленную на рис. 4 можно сделать вывод, что для выключения сцепления можно ограничить давление воздуха в приводе до 0.4 МПа, что соответствует усилию на поршне исполнительного механизма ЭППС 3000 Н.

**Список литературы:** 1. Захарик Ю.М. Исполнительные механизмы систем автоматического управления механическими трансмиссиями// Грузовик & №4. – М.: ФГУП «Издательство «Машиностроение». – 2009. – С. 15-24. 2. Москаленко В.В. Электрический привод: Учеб. для электротехн. спец. техн. – М: Высшая школа, 1991. – 430с. 3. Руктешель О.С. Электропневматический привод сцепления автопоезда / Руктешель О.С., Захарик Ю.М., Черванев А.Д. – Автомобильная промышленность. – Вып.№10. – 1991. С.6– 7. 4. Захарик Ю.М. Исполнительные механизмы сцепления с электронным управлением / Ю.М. Захарик // Автомобильная промышленность, 2009. – №9 – С.28– 29. 5. Захарик Ю.М. Шаговые двигатели и системы управления сцеплениями автомобилей/ Ю.М. Захарик // Грузовик, 2005. – №8 – С.32– 34. 6. Богомолов В.А. Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей / Богомолов В.А., Клименко В.И., Михалевич Н.Г., Ярита А.А.// Вісник СевНТУ, серія Машиноприладобудування та транспорт– Севастополь: СевНТУ. – 2013. Вип. №142.– С.73 – 75.

*Поступила в редколлегию 07.03.2014*

УДК 621.83

**Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 109-113. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-6840.**

Запропоновано алгоритм експериментального визначення статичної характеристики механізму зчеплення транспортного засобу, приведена конструкція експериментального стенду. Представлений варіант спрощення математичної моделі електропневматичного приводу зчеплення транспортного засобу шляхом використання у розрахунку експериментальних даних.

**Ключові слова:** статична характеристика, привод зчеплення, математична модель, експериментальний стенд, виконавчий механізм.

**Building of the steady-state feature of the mechanism of the switching off the traction of the transport facility / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, N. G. Mihalevich, A. A. Yarita // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 109-113. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-6840.**

This paper deals the algorithm experimental determination of static characteristic the vehicle clutch mechanism, shows the construction experimental stand. Presents the variant of simplified mathematical model vehicle electro-pneumatic clutch based on a physical interpretation of experimental data.

Key words: static characteristic, clutch actuator, mathematical model, experimental stand, power cylinder.