

УДК 621.22

ВЫБОР СХЕМЫ ЭЛЕКТРОГИДРОАВТОМАТИКИ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ВПУСКНЫМ КЛАПАНОМ ПОРШНЕВОГО ПНЕВМОДВИГАТЕЛЯ

А.И. Воронков, доц., к.т.н., Г.А. Аврунин, доц., к.т.н.,
И.Н. Никитченко, ассист., к.т.н., Э.В. Тесленко, асп., А.А. Назаров, асп.,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. Рассмотрены возможные принципиальные схемы реализации управления впускным клапаном поршневого кривошипного пневмодвигателя с помощью устройств электрогидроавтоматики.

Ключевые слова: пневмодвигатель, фазы газораспределения, электрогидроавтоматика, гидрораспределитель, пропорциональный электромагнит, объемный гидропривод.

ВИБІР СХЕМИ ЕЛЕКТРОГІДРОАВТОМАТИКИ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ВПУСКНИМ КЛАПАНОМ ПОРШНЕВОГО ПНЕВМОДВИГУНА

А.І. Воронков, доц., к.т.н., Г.А. Аврунін, доц., к.т.н.,
І.М. Нікітченко, асист., к.т.н., Е.В. Тесленко, асп., А.О. Назаров, асп.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Розглянуто можливі принципові схеми реалізації керування впускним клапаном поршневого кривошипного пневмодвигуна з допомогою пристроїв електрогидроавтоматики.

Ключові слова: пневмодвигун, фази газорозподілу, електрогидроавтоматика, гідророзподільник, пропорційний електромагніт, об'ємний гідропривід.

SELECTION OF A SCHEME FOR ELECTRIC HYDRO AUTOMATION CONTROL OF THE PISTON AIR MOTOR INTAKE VALVES

A. Voronkov, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.), G. Avrunin, Assoc. Prof., Cand. Sc. (Eng.),
I. Nikitchenko, Assistant, Cand. Sc. (Eng.), Ye. Teslenko, P. G., A. Nazarov, P.G.,
Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. The possible principal diagrams for implementing the control of the piston crank air motor intake valve using electro hydraulic devices are considered.

Key words: air motor, valve timing, electrohydraulics, control valve, proportional solenoid, bulk hydraulic line.

Введение

Одно из главных направлений совершенствования ДВС связано с уменьшением концентрации вредных веществ в отработанных газах и экономией топлива. В связи с экологической ситуацией и увеличением цен на нефть, эта проблема заставляет ученых в этой области искать пути модернизации двигателей. Наличие систем с регулируемыми фазами газораспределения дает нам возмож-

ность существенно снизить расход топлива и повысить экологичность транспортных средств. В данной работе используем в качестве топлива энергоноситель – сжатый воздух. В статье рассмотрены возможные стеновые схемы управления работой клапана газораспределительного механизма в однопоршневом кривошипном пневмодвигателе с регулируемыми фазами воздухораспределения с помощью электрогидравтоматики.

Анализ публикаций

Управление фазами газораспределения делается для лучшего, эффективного протекания рабочих процессов пневмодвигателя. В зависимости от того, насколько правильно подобраны фазы газораспределения, величина хода клапана, мощностные, экономические и экологические показатели двигателя.

На основании анализа публикаций можно сделать вывод, что существует несколько видов систем управления фазами газораспределения: за счет поворота распредвала [1–6, 8–11, 15, 16]; использование кулачков с разным профилем на распределительном валу [7–9, 12–14]; полновариантное газораспределение при помощи распредвала [17]; полновариантное газораспределение и изменение высоты подъема клапана без использования распределительного вала [18]. Механизмы, которые изменяют высоту подъема клапана, можно разделить по типу привода, применяемого в конструкции двигателя: с механическим приводом [18, 19], с электромагнитным приводом [20], с электрогидравлическим приводом [19], пневматическим и комбинированное управление [21].

Цель и постановка задачи

Цель работы заключается в выборе схемы привода клапанов пневмодвигателя (пневмомотора), конвертируемого из двигателя внутреннего сгорания 4Ч 9,2/9,2 [22]. Согласно терминологии в области объемного пневмопривода объектом исследований является радиальнопоршневой кривошипно-шатунный пневмомотор [24].

Для достижения цели необходимо выполнить следующие задачи:

- выбрать пневмогидравлическую схему;
- выбрать гидравлическую схему с электроуправлением;
- обеспечить требуемую высоту подъема клапана;
- произвести расчет гидропривода.

Выбор стендовой схемы для пневмомотора и требуемой высоты подъема клапана

Представлена схема кривошипно-шатунного пневмомотора (рис. 1, а), в которой кривошип 1 с помощью шатуна 2 приводит в возвратно-поступательное движение поршень 4

в цилиндре 3. Впускной клапан *a* приводится в действие от объемного гидропривода (ОГПВК), а выпускной клапан *b* связан кинематически с распределительным валом пневмомотора (управление которым будет рассматриваться в дальнейших работах). Воздух к впускному клапану *a* подается постоянно от компрессора КМ с приводящим электродвигателем Э через ресивер РЕ и фильтр Ф. Предохранительный клапан КП служит для защиты от перегрузок компрессора.

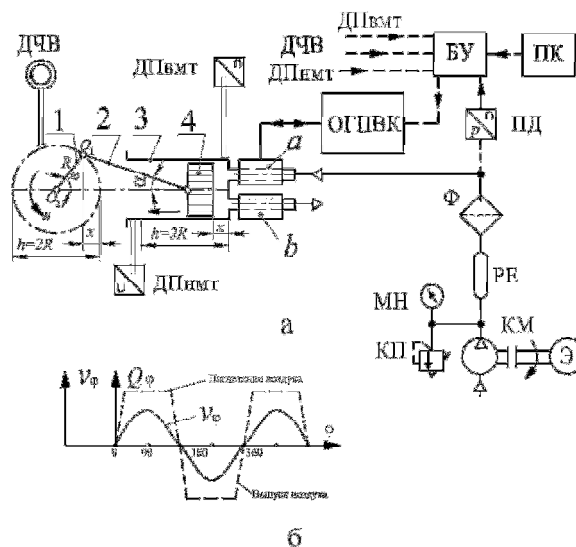


Рис. 1. Принципиальная гидропневматическая схема пневмомотора (а) и зависимость изменения скорости поршня и расхода воздуха от угла поворота вала (б)

Пневмодвигатель снабжен датчиками частоты вращения кривошипа ДЧВ, датчиком верхней и мертвой точек ДП_{вмт} и ДП_{нмт}, датчиком давления ПД, сигналы обратной связи от которых поступают в электронный блок БУ. Управление впускным клапаном осуществляется от персонального компьютера ПК, позволяя формировать широкий спектр режимов фазораспределения с целью оптимизации индикаторной диаграммы пневмомотора. На рис. 1, б представлены зависимости изменения скорости поршня v_ϕ и расхода воздуха Q_ϕ в функции угла поворота вала. Фазы начала подвода воздуха, завершения подвода и их крутизна могут варьироваться с помощью блока ОГПВК.

На рис. 2 представлены гидравлические принципиальные схемы управления шатунным впускным клапаном пневмомотора с использованием гидроаппаратов различных типов [2].

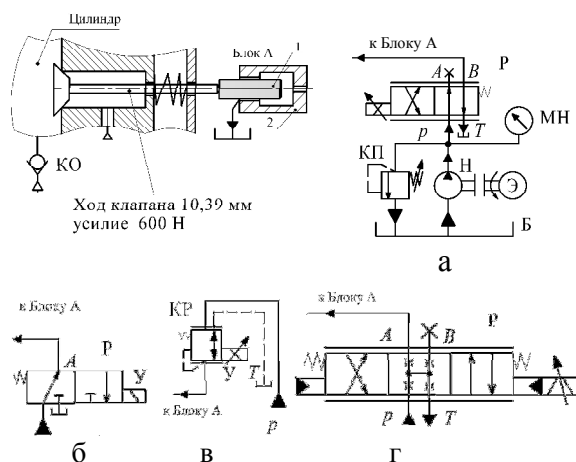


Рис. 2. Гидравлические принципиальные схемы управления клапанами пневмомотора с помощью устройств электрогидроавтоматики

Общими компонентами для всех вариантов схем является насос Н с приводящим электродвигателем Э, гидробак Б, предохранительный клапан КП, системы фильтрации и охлаждения рабочей жидкости, а также электронный блок управления гидроустройствами электрогидроавтоматики (на схемах условно не показаны). В качестве привода впускного клапана могут использоваться:

- а – гидрораспределитель Р с электромагнитным пропорциональным управлением;
- б – гидрораспределитель Р с электромагнитом циклового действия;
- в – редуцирующий клапан КР с пропорциональным электромагнитом;
- г – электрогидравлический усилитель мощности (сервоклапан) соответственно.

Сравнительная характеристика указанных гидроустройств (на рис. 2) по быстродействию

Таблица 1 Характеристика быстродействия электрогидроустройств

Наименование и шифр аппарата	Время вкл/выкл., с	Характеристика:	
		Частота, Гц	Вкл/с
1. Гидрораспределитель цикловой ВЕ6 (рис. 2, б)	0,04/0,02	17	4,2
2. Гидрораспределитель пропорциональный 4WRSE6 или редуцирующий клапан 3DREP6 (рис. 2, а, в)	0,02/0,025	17	Без огран.
3. Усилитель электрогидравлический (сервоклапан) типа УЭГ.С-109 (рис. 2, г)	–	Более 50	Без огран.

Примечания: 1. Значение частоты для поз. 1 и 2 приведено при максимальном ходе золотника и 3 дБ, для поз. 3 ход равен 20 %; 2. Вкл/сек – допускаемое количество включений в сек.

Расчет параметров управления гидропривода

Диаметр толкателя, площадь которого обеспечивает создание необходимого усилия при

ствии (количество включений в секунду и частота срабатывания толкателя) приведена в табл. 1, из которой следует:

- гидрораспределитель с электромагнитом циклового действия (рис. 2, б) и гидрораспределитель с электромагнитным пропорциональным управлением (рис. 2, а) не обеспечивают функционирование в длительном режиме;
- гидрораспределитель с пропорциональным электромагнитом (рис. 2, а) и редуцирующий клапан (рис. 2, в) обеспечивают длительный режим работы, но ограничены по частоте в 17 Гц;
- электрогидравлический усилитель мощности (сервоклапан) (рис. 2, г) обеспечивает требуемые значения по быстродействию (25 Гц), однако является дорогим по цене гидроустройством (на порядок, по сравнению с вышеперечисленными) и требует введения высокой степени очистки и интенсивного охлаждения.

Выбран экспериментальный образец объемного гидропривода модели ОГП-Р574/ПЭМ24 для управления впускным клапаном пневмомотора, который разработан в ХНАДУ на базе гидрораспределителя циклового действия, имеющего гидравлическую схему 574 по ГОСТ 2.781 (рис. 2, б), и пристыкованного к нему пропорционального электромагнита, что позволило реализовать работу гидропривода по схеме согласно рис. 2, а, способного преодолевать усилие пружины впускного клапана 600Н с частотой срабатывания 25 Гц и обеспечивающего открытие впускного клапана на максимальную высоту 10 мм.

заданном давлении рабочей жидкости, определяют по формуле [33]. Зададим первоначально диаметр толкателя $D_T = 17$ мм и рассчитаем параметры гидропривода; если эти

параметры удовлетворяют нашим требованиям, то задачи исследования будут выполнены

$$D_T = 1,13\sqrt{S_T} = 1,13\sqrt{\frac{F_T}{p_y}}, \text{ мм}, \quad (1)$$

где S_T – площадь толкателя [мм²] диаметром D_T [мм]; F_T – максимальное усилие пружины впускного клапана, Н; p_y – давление управления, МПа.

Частоту циклов f и время одного цикла t перемещения впускного клапана определяют по формулам

$$f = \frac{n}{60}, \text{ Гц} \quad \text{и} \quad t = \frac{1}{f}, \text{ с}, \quad (2)$$

где n – частота вращения вала пневмомотора, мин⁻¹.

Скорость перемещения толкателя определяют по формуле

$$v = 10^{-3} \frac{L}{t}, \text{ м/с}, \quad (3)$$

где L – ход толкателя диаметром D_T , мм.

Расход, требуемый для перемещения толкателя без учета утечек

$$Q = 0,06 \cdot v \cdot S_T = 0,06 \cdot v \cdot \frac{\pi \cdot D_T^2}{4}, \text{ л/мин}, \quad (4)$$

где D_T – диаметр толкателя, мм.

Определяем частоту срабатывания, время перемещения, скорость толкателя и потребляемый при этом расход при частоте вращения пневмомотора $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и ходе толкателя $L = 10,39 \text{ мм}$, при его диаметре $D_T = 17 \text{ мм}$ (рис. 3).

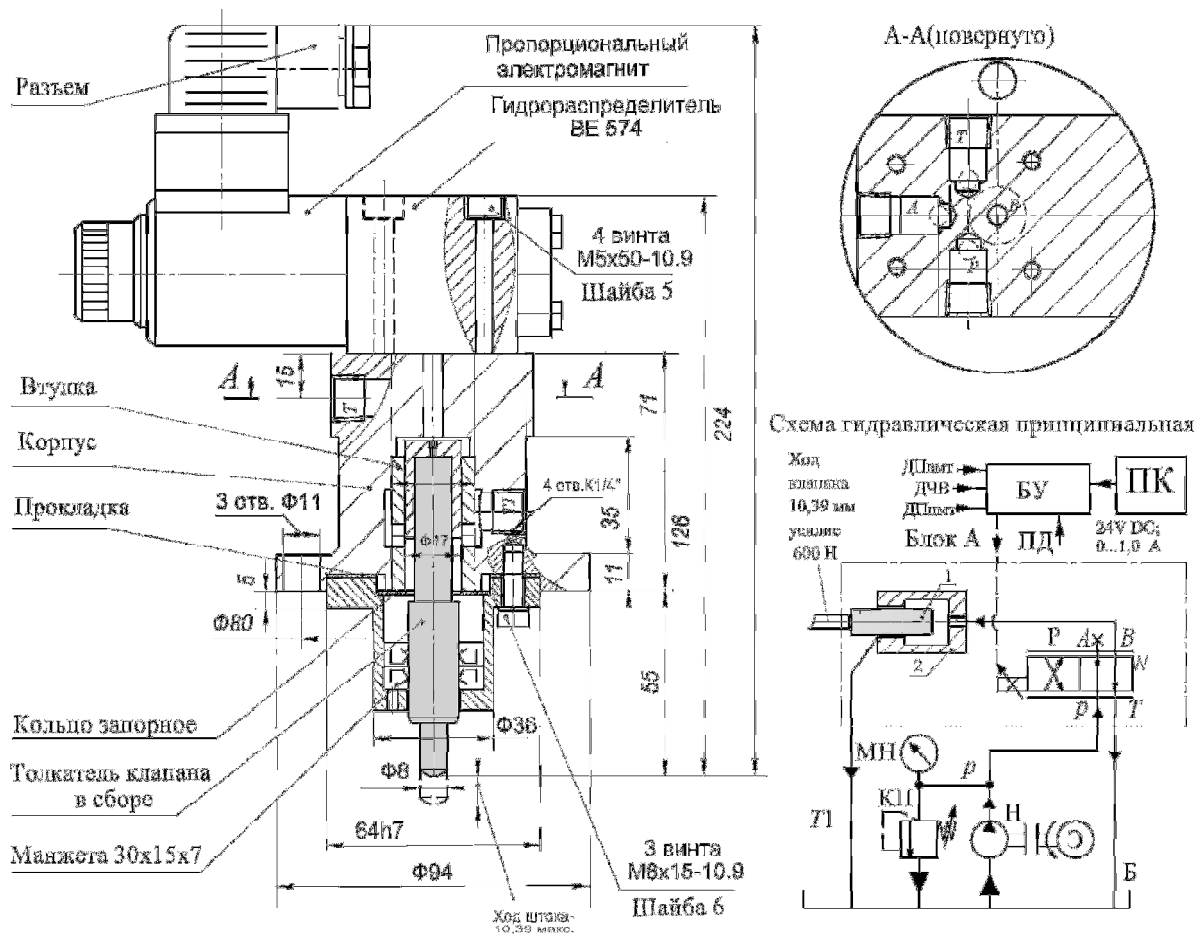


Рис. 3. Общий вид объемного гидропривода для управления впускным клапаном пневмомотора на базе ДВС [3]

Техническая характеристики привода:

1. Ход толкателя клапана – 10,39 мм;
2. Усилие, развиваемое толкателем, не менее – 600 Н;
3. Параметры привода при частоте срабатывания $f = 25$ Гц:
 - 3.1. Скорость перемещения толкателя – 0,26 м/с;
 - 3.2. Потребляемый расход рабочей жидкости – 4,5 л/мин;
 - 3.3. Давление нагнетания насоса – 2,6 МПа;
4. Параметры пропорционального электромагнита:
 - 4.1. Напряжение постоянного тока – 24 В;
 - 4.2. Максимальный ток – 1 А;
 - 4.3. Продолжительность включения ПВ – 100 %.

Примечание: допускаемая частота срабатывания пропорционального электромагнита 17 Гц при 3 дБа, возможность повышения частоты устанавливается экспериментальным путем при стендовых испытаниях.

Расчет частоты срабатывания толкателя

$$f = \frac{n}{60} = \frac{1500}{60} = 25 \text{ Гц.}$$

Время перемещения толкателя

$$t = \frac{1}{f} = \frac{1}{25} = 0,04 \text{ с.}$$

Скорость перемещения толкателя

$$v = 10^{-3} \frac{L}{t} = 10^{-3} \frac{10,39}{0,04} = 0,26 \text{ м/с.}$$

Расчет насоса (гидростанции)

Потребляемый расход жидкости насоса

$$\begin{aligned} Q_r &= 0,06 \cdot v \cdot S_r = 0,06 \cdot v \cdot \frac{\pi \cdot D_r^2}{4} = \\ &= 0,06 \cdot 0,26 \cdot \frac{\pi \cdot 17^2}{4} = 4,5 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

Требуемое давление нагнетания насоса составит

$$p_y = \frac{4 \cdot F_r}{\pi \cdot D_r^2} = \frac{4 \cdot 600}{3,14 \cdot 17^2} = 2,6 \text{ МПа.}$$

Был проведен безмоторный эксперимент, результаты которого подтвердили расчетные исследования.

Выводы

Выбран механизм управления привода клапанов пневмодвигателя, конвертируемого из двигателя внутреннего сгорания.

Наилучшим решением из рассмотренных схем управления впускным клапаном обладает схема объемного гидропривода модели ОГП-Р574/ПЭМ24, включающего цикловой гидрораспределитель и пропорциональный электромагнит.

Гидравлические приводы клапанов могут быть использованы с применением пропорциональной аппаратуры с электромагнитным управлением и при частоте до 17 Гц или с помощью гидравлических дроселирующих распределителей с частотой до 50 Гц. Однако гидравлические приводы являются более дорогостоящими и требуют повышенного уровня очистки рабочей жидкости.

На первом этапе принято решение о создании экспериментальной стендовой установки на базе гидрораспределителя с электрическим пропорциональным управлением для пневмомотора 9,2/9,2 (рис. 3), способный преодолевать усилие пружины впускного клапана 600 Н с частотой срабатывания 25 Гц и обеспечивающий открытие впускного клапана на высоту 10 мм.

На основании проведенных расчетов определены:

- частота срабатывания толкателя – 25 Гц;
- время перемещения толкателя – 0,04 с;
- скорость перемещения толкателя – 0,26 м/с;
- потребляемый расход жидкости насоса 4,5 л/мин;
- давление нагнетания насоса составит – 2,6 МПа.

Отработка экспериментальной модели пневмомотора состоит из измерительно-управляющего комплекса, включающего программируемый контроллер и датчики положения верхней и нижней мертвых точек поршня и аналогового значения давления в цилиндре.

Литература

1. Пат. 5,275,138 США. Система с изменяемым временем открытия и закрытия клапана в двигателе внутреннего сгорания / К. Хотта, К. Аоки (Япония); заявитель и патентообладатель Айсин Сеики Кабушики Каиша. – № 10,843; заявл. 29.01.93; опубл. 04.01.94; приоритет 31.01.92, № 4-016468 (Япония). – 4 с.
2. Пат. 6,135,077 США. Механизм для изменения моментов открытия и закрытия клапанов двигателя внутреннего сгорания / Й. Мори, К. Суджимито, Т. Хагесава (Япония); заявитель и патентообладатель Тойота Джидоша Кабушики Каиша. – № 09/186,667; заявл. 04.11.98; опубл. 24.10.00; приоритет 07.11.97, № 9-305996 (Япония). – 26 с.
3. Nagano M. Port-injection Engine-control for Environmental / M. Nagano, S. Watanabe, Y. Amou // Hitachi Review. – 2004. – Vol. 53, №4. – P. 200–204.
4. Заренбин В.Г. Расчет процессов впуска и сжатия ДВС с регулируемой степенью сжатия и изменением нагрузки дросселированием смеси / В.Г. Заренбин, М.И. Колесникова, А.В. Балюра // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – 2012. – №5. – С. 29–33.
5. Двигатели ДОНС. Конструктивные особенности: [Электронный ресурс] / Режим доступа к источнику: http://amastercar.ru/articles/engine_car_34.shtml (23.07.2017).
6. Фазы газораспределения двигателя. Что это такое? – Режим доступа к источнику: http://amastercar.ru/articles/engine_car_43.shtml (23.07.2017).
7. VTEC-система изменения фаз газораспределения. – Режим доступа к источнику: http://amastercar.ru/articles/engine_car_2.shtml (23.07.2017).
8. Система Toyota VVT-i, 2006. – Режим доступа к источнику: <http://autodata.ru/st/06/vvti/vvti.htm> (23.07.2017).
9. Sherwood B. Toyota VVT-i Variable Valve Timing & Lift – Intelligent. – Режим доступа к источнику: <http://www.billzilla.org/vvtvtec3.htm> (23.07.2017).
10. Lindemann G. Toyota's Variable Valve Timing and Lift (with intelligence) system is derived in large from the October issues of Sport Compact Car and Car and Driver, 2012. – Режим доступа к источнику: <http://www.corollaperformance.com/TechInfo/VVTLi.html> (23.07.2017).
11. 1ZZ-FE Engine Details. Technical Paper on the Development of the 1ZZFE, 2006. – Режим доступа к источнику: <http://www.spyderchat.com/engine/detail.htm> (23.07.2017).
12. Пат. 4,926,804 США. Механизм переключения режима работы клапана в двигателе внутреннего сгорания/ К. Фукуо (Япония); заявитель и патентообладатель Хонда Гикен Кого Кабушики Каиши. – № 356,915; заявл. 23.05.89; опубл. 22.05.90; приоритет 23.05.88, № 63-125437 (Япония). – 8 с.
13. Пат. 5,090,364 США. Двухшаговый управляющий клапанный механизм / М. МакЭрролл, М. Спат, М. Шост, Г. Джанноне, Д. Кастеллана (США); заявитель и патентообладатель Дженера Моторе Корпорэйшен. – № 628,694; заявл. 14.12.90; опубл. 25.02.92. – 12 с.
14. Пат. 5,159,905 США. Двигатель с несколькими кулачками в механизме газораспределения/ М. Сугиучи, Х. Камияма (Япония); заявитель и патентообладатель Ниссан Мотор Компани, лтд. – № 767,335; заявл. 30.09.91; опубл. 03.11.92; приоритет 31.01.92, № 2-265995 (Япония). – 8 с.
15. Пат. 5,301,636 США. Механизм управления клапаном в двигателе внутреннего сгорания/ М. Накамура (Япония); заявитель и патентообладатель Ниссан Мотор Компани, лтд. – № 92,108; заявл. 16.07.93; опубл. 12.04.94; приоритет 17.09.92, № 4-24837 (Япония). – 10 с.
16. Wong K.N. Intro/Basic VTEC Mechanism, 2002. – Режим доступа к источнику: http://www.vtec.net/articles/view-article?article_id=7334&page_1 (23.07.2017).
17. Васильев А.В. Механизмы управления газораспределением автомобильных двигателей внутреннего сгорания: методические указания к курсовому и дипломному проектированию / А.В. Васильев, Д.Д. Полюнков. – Волгоград: Волгоград. гос. тех. ун-т. 2006. – 24 с.
18. Пат. 5,184,581 США. Система изменения моментов открытия и закрытия клапана/ Т. Аояма, К. Сакура, С. Ямамото (Япония); заявитель и патентообладатель Ямаха Хатсушики Кабушики Каиша. – № 587,999; заявл. 21.09.90; опубл. 09.02.93; приоритет 21.09.90, № 1-245671 (Япония). – 12 с.

19. Кучер В.П. Изменяемые фазы на FSI, 2006. – Режим доступа к источнику: <http://autodata.ru/item.osg?idr=2&idt=48&idn=1056&pgn=1> (23.07.2017).
20. Peterson K. Nonlinear self-tuning control for soft landing of an electromechanical valve actuator / K. Peterson // *Processings of ACC*. – 2002. – P. 1413–1418.
21. The Pneumatic Hybridization Concept for Downsizing and Supercharging Gasoline Engines / Lino Guzzella, Christopher Onder, Christian Dönitz, Christoph Voser, Iulian Vasile // *MTZ*. – 2010. – №1. – P. 38–44.
22. Автомобиль ГАЗ 21 «Волга» / В.И. Борисов, А.И. Гор, В.Ф. Гудов и др. – М.: Транспорт, 1969. – 360 с.
23. Гидроприводы объемные и пневмоприводы. Часть 2. Объемные гидромашины и пневмомшины. Термины и определения (ДСТУ 3455.2-96). [Введен 1998-01-01]. – 60 с. – Державний стандарт України.
24. Аврунин Г.А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: учебное пособие / Г.А. Аврунин, И.Г. Кириченко, В.Б. Самородов; под ред. Г.А. Аврунина. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 468 с.

Рецензент: Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., ХНАДУ.
