

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК:621.225

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.90.0.62

ДИНАМИКА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ВПУСКНОГО
КЛАПАНА ПНЕВМОМОТОРАЛурье З.Я.¹, Аврунин Г.А.², Воронков А.И.², Никитченко И.Н.², Тесленко Э.В.²,
Соловьев В.М.³, Цента Е.Н.¹, Мороз И.И.²¹ Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»² Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет³ Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова

Аннотация. Разработана математическая модель объемного гидропривода толкателя впускного клапана пневмомотора гибридного двигателя автомобиля. В качестве привода толкателя использован гидрораспределитель с пропорциональным электромагнитным управлением. С помощью пакета прикладных программ VisSim решены численным методом дифференциальные уравнения динамики гидропривода и определены значения давления, развиваемого насосом, скорости и перемещения толкателя при его разгоне. Полученные максимальные значения давления позволяют оценить адекватность выбора параметров насосной установки гидропривода.

Ключевые слова: динамика объемного гидропривода, впускной клапан пневмомотора, гидрораспределитель с пропорциональным электромагнитным управлением.

Введение

Одним из путей реализации современных требований по экологии является создание энергетических установок, в основу которых положены новые принципы использования энергии. Уменьшение запасов топлива минерального происхождения также требует поиска новых источников энергии и технологии ее использования [1]. При этом рассматриваются варианты решения этой проблемы путем перехода на альтернативные двигатели и виды топлива, включая использование в качестве рабочего тела сжатого воздуха. Поэтому в последнее время возросло количество научных исследований по использованию пневмодвигателей вращательного движения (пневмомоторов [2]) на автотранспорте [3]. Создание комбинированных энергетических установок, использующих пневмомоторы и ДВС, не только удовлетворяют современным требованиям по экологии, но и существенно повышают экономичность транспортной установки. В ХНАДУ на кафедре ДВС создан экспериментальный образец одноцилиндрового пневмомотора на базе ДВС модели ЗМЗ-402. В качестве механизма управления впускным клапаном принят объемный гидропривод (ОГП) с электромагнитным пропорциональным управлением.

Анализ публикаций

Известны системы механического регулирования закона движения клапанов, обеспечивающие следующие функции [4]:

- VANOS – бесступенчатое регулирование углового положения распределительного вала;
- VTEC – ступенчатое регулирование фаз и высоты подъема клапана за счет попеременной работы кулачков с различным профилем;
- VALVETRONIC – плавное регулирование высоты подъема клапана с одновременным масштабированием фаз.

Возросшие требования к гибкости и кинематике управления органами газораспределения порождают интерес к использованию принципиально новых видов привода, в числе которых наиболее разработанными являются гидравлический, электромагнитный и электрогидравлический [4].

В работе [5] дан анализ современных устройств электрогидроавтоматики [6–9], на основании которых проведен выбор и предварительный статический расчет золотникового гидрораспределителя с пропорциональным электромагнитным управлением с адаптацией к конкретному по выходным параметрам впускному клапану пневмомотора.

Общим для всех ОГП управления является дроссельный вид регулирования скоростью перемещения клапанов, характеризуемый избытком подачи насоса над потребным расходом, и в связи с этим возникающей задачей энергосбережения в таких системах.

В целом обзор публикаций, посвященных ОГП с быстродействующими электрогидроустройствами, которые могли бы использоваться для обеспечения функционирования систем воздухораспределения пневмомоторов, показал:

- при разработке и исследованиях ОГП с прямолинейным движением должное внимание уделяется статическому расчету для выбора номенклатуры гидроустройств, включая насос, гидроклапаны управления расходом РЖ и защиты от перегрузок;

- практически отсутствуют публикации по исследованию переходных процессов разгона и выхода на установившийся режим ОГП впускного клапана пневмомотора, используемого для гибридных двигателей автомобилей;

- создание новых более совершенных конструкций гидропнеумоустройств, в том числе пневмомоторов, опережает исследования динамики рабочего процесса ОГП данного типа.

Цель и постановка задачи

Целью статьи является разработка математической модели (ММ) ОГП толкателя впускного клапана пневмомотора, соответствующей режиму разгона толкателя для проведения последующего динамического анализа. Динамический анализ предусматривает исследование колебаний давления РЖ в ОГП, скорости и перемещения толкателя в зависимости от подаваемого гидрораспределителем расхода РЖ к толкателю привода впускного клапана с учетом характера изменения внешней нагрузки, сил инерции и трения, и учета сжимаемости РЖ (модуля упругости).

Основная часть

На рис. 1 приведена гидравлическая принципиальная схема ОГП толкателя впускного клапана КОВп пневмомотора М – объемного пневмомотора с неограниченным вращательным движением выходного звена [2]. Гидрораспределитель Р с пропорциональным электромагнитным управлением регулирует время срабатывания толкателя диаметром D гидроцилиндра Ц. Гидроцилиндр Ц отно-

сится к гидроустройству одностороннего (плунжерного) действия, в котором толкатель в противоположном направлении движется под действием пружины. Насосная установка включает насос Н с приводным электродвигателем Э, гидробак Б, предохранительно-переливной клапан КП и манометр МН. Блок А включает гидроцилиндр Ц толкателя, гидрораспределитель Р и преобразователь давления ПД1. С помощью пропорционального электромагнита (Узад – задание сигнала на перемещение) и электронного блока БУ осуществляется управление циклом работы впускного клапана КОВп пневмомотора М. Для функционирования и контроля параметров рабочего процесса пневмомотора используется выпускной клапан КОВып с механическим приводом от пневмомотора М и датчики (преобразователи) частоты вращения ДЧВ коленчатого вала, давления воздуха ПД2 в рабочей камере и положения поршня в «мертвых» точках ДПвмт и ДПнмт.

Электронный блок БУ обеспечивает задание необходимых режимов работы впускного клапана КОВп по амплитуде, времени и фазе его открытия и закрытия с целью оптимизации индикаторной диаграммы пневмомотора М. Гидрораспределитель Р имеет трехлинейную схему с линиями P_H (давление насоса), B (сообщение с потребителем – подплунжерной полостью гидроцилиндра Ц) и T (слив в гидробак Б). Пропорциональность перемещения гидрораспределителя обеспечивается бесступенчатым перемещением его золотника.

При построении ММ ОГП клапана принимаем следующие допущения [10, 11]: плотность РР (ρ) принимаем постоянной; пренебрегаем утечками по толкателю гидроцилиндра; не учитываем волновые процессы в трубопроводах в связи с их небольшой длиной; давление на выходе из насоса принимаем постоянным.

Динамический анализ работы ОГП впускного клапана ДВС проводим на режиме его открытия, то есть при подаче расхода в полость толкателя. Целью моделирования пускового режима является анализ колебаний давления в ОГП и скорости толкателя в зависимости от времени открытия окна золотника гидрораспределителя. Такое моделирование позволяет сделать вывод о достаточности выбора насоса по рабочему давлению и оценить его долговечность, так как работа на давлении, превышающем номинальные по технической характеристике насоса, существенно влияет на его износ.

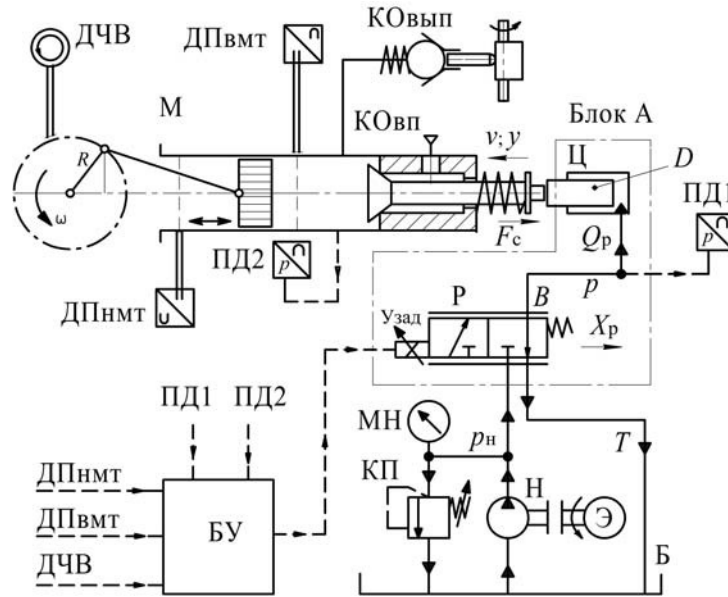


Рис. 1. Гидравлическая принципиальная схема ОГП толкателя впускного клапана КОВП пневмомотора М

ММ ОГП с учетом принятых допущений для расхода РЖ (Q_p) в полости толкателя имеет форму записи

$$Q_p = S \cdot v + \frac{V_0 + y \cdot S}{E} \cdot \frac{dp}{dt}, \quad (1)$$

где $S = \pi \cdot D^2 / 4$ – площадь толкателя диаметром D ; y и v – перемещение и скорость толкателя соответственно; p – давление в полости нагнетания толкателя; V_0 – начальный объем РЖ в полости толкателя («мертвый» объем, включая объем магистрали к гидрораспределителю); E – модуль упругости РЖ.

Относительно производной dp / dt получим

$$\frac{dp}{dt} = E \frac{Q_p - vS}{V_0 + yS}, \quad (2)$$

и после интегрирования значения давления в ОГП от времени

$$p = \int_0^t E \frac{Q_p - vS}{V_0 + yS} dt. \quad (3)$$

Уравнение толкателя, нагруженного внешним усилием со стороны пружины F_c , имеет вид

$$\frac{d^2v}{dt^2} = \frac{1}{m} (S \cdot p - F_c - F_{ж.тр} - F_{тр}), \quad (4)$$

где m – перемещаемая масса (толкателя и впускного клапана); $F_{ж.тр}$ и $F_{тр}$ – жидкостное и полусухое трение в гидроцилиндре толкателя, соответственно.

После двух последовательных интегрирований получим выражения для скорости v и перемещения y толкателя

$$v = \int_0^t \frac{1}{m} (S \cdot p - F_c - F_{ж.тр} - F_{тр}) dt; \quad y = \int_0^t v dt. \quad (5)$$

Для проведения расчетов принимаем следующие зависимости для нагрузок полусухого и жидкостного трения:

$$F_{тр} = F_{тр0} \cdot \text{sign } v_t; \quad F_{ж.тр} = \beta \cdot v_t, \quad (6)$$

где $F_{тр0}$ и β – модуль трения и коэффициент жидкостного трения соответственно, а также принимаем линейный закон изменения силы F_c сопротивления на штоке гидроцилиндра с ограничением

$$F_c = \begin{cases} k \cdot t & \text{при } 0 \leq t \leq t_0, \\ F_c & \text{при } t \geq t_0, \end{cases} \quad (7)$$

где $k_c = F_c / t_0$ – скорость нарастания нагрузки на линейном участке; t_0 – время линейного нарастания нагрузки.

При моделировании процесса разгона в начальный период величина $(S \cdot p - F_{ж.тр} - F_{тр})$ может оказаться меньше силы F_c , представленная формулой (7). Тогда согласно уравнениям (5) и (6) шток цилиндра будет двигаться в противоположную сторону, что противоречит физической картине процесса, если сила F_c является пассивной, оказывающей только сопротивление движению. Для исключения ложного движения штока в модель следует ввести неравенство

$$\dot{y} \geq 0; \dot{y} = \begin{cases} 0 & \text{при } \frac{1}{m} \int_0^{t_c} (S \cdot p - F_{ж.тр} - F_{тр} - F_c) dt = \dot{y}^* \leq 0, \\ \dot{y}^* & \text{при } \dot{y}^* > 0, \end{cases} \quad (8)$$

где \dot{y}^* – условный индикатор знака скорости, при отрицательном значении которого ($\dot{y}^* \leq 0$), согласно записи в верхней строке скорость равна нулю.

С учетом принятых допущений расход Q_p в поршневой полости толкателя равен расходу на выходе гидрораспределителя, который в первом приближении можно представить имитационным модулем рассматриваемой ММ, которую вместо уравнений нагляднее представить диаграммой вычислительных блоков программы VisSim (рис. 2).

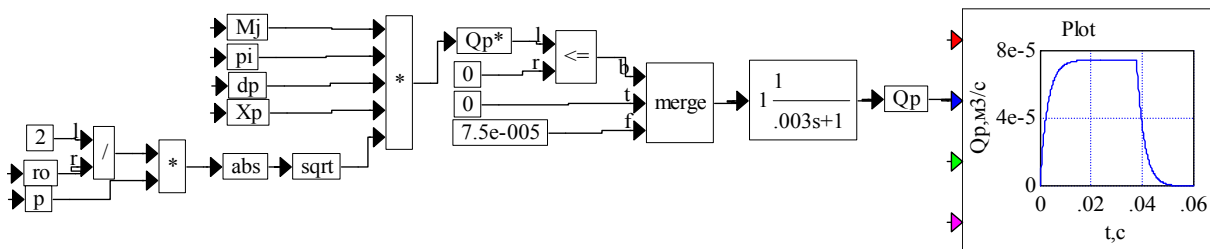


Рис. 2. Имитационный модуль гидрораспределителя с пропорциональным электромагнитом

Если разрешить систему уравнений относительно одной переменной (p , v или y), то получим нелинейное дифференциальное уравнение 3-го порядка. Для однозначного решения при переходе ОГП из неподвижного состояния до начала движения толкателя получаем три начальных условия $p(0) = 10^5$ Па, $v(0) = 0$ и $y(0) = 0$.

Перейдем к исследованию динамических характеристик в режиме пуска, когда в ММ не учитываются силы вязкого и полусухого тре-

ния ввиду их малости по сравнению с внешней нагрузкой.

При запуске ОГП со ступенчатой максимальной подачей $Q_p = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с}$ и нагрузкой до $F_c = 600$ Н в системе возникают незатухающие негармонические колебания трех переменных (рис. 3).

С физической точки зрения они вызваны наличием инерционности (массой $m = 2$ кг) и сжимаемостью РЖ $E = 1,5 \cdot 10^9$ Па при отсутствии сил сопротивления.

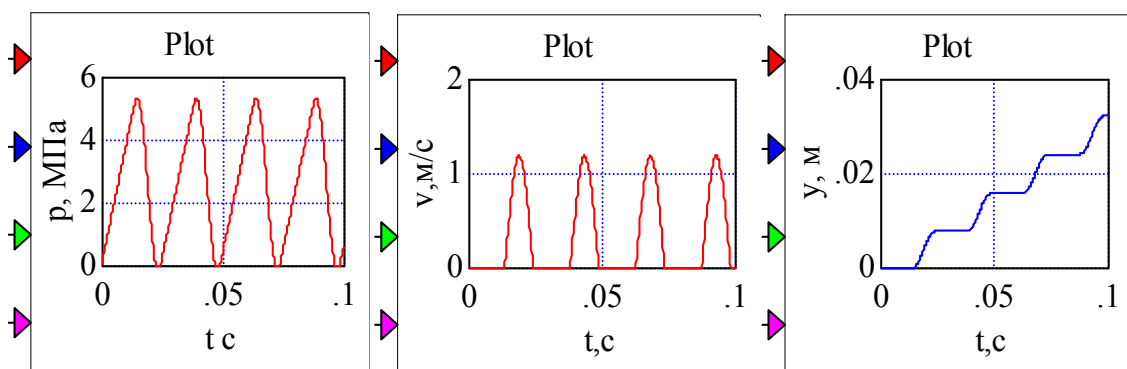


Рис. 3. Осциллограммы негармонических незатухающих колебаний при отсутствии в ММ сил трения и запуске со ступенчатыми максимальными значениями подачи РЖ и нагрузки

Происходит идеальный процесс преобразования кинетической энергии в потенциальную и наоборот без потерь. Частота колебаний всех переменных одинакова $f_k = 3_{\text{кол}} / 0,075 \text{ с} = 40,8 \text{ Гц}$. Осциллограммы получены при дискретности интегрирования 10^{-4} с . При расчете частоты колебаний по известным формулам [12] применительно для линеаризованной системы 2-го порядка относительно скорости с параметрами рас-

матриваемой нелинейной системы, получим частоту колебаний $f_k = 80,8 \text{ Гц}$, то есть в два раза большего значения.

При вводе в модель линейно-нарастающих с ограничениями значений нагрузки и расхода, а также сохранении всех остальных параметров, получаем кривые с начальным участком переходного процесса и выходом на незатухающие колебания (рис. 4).

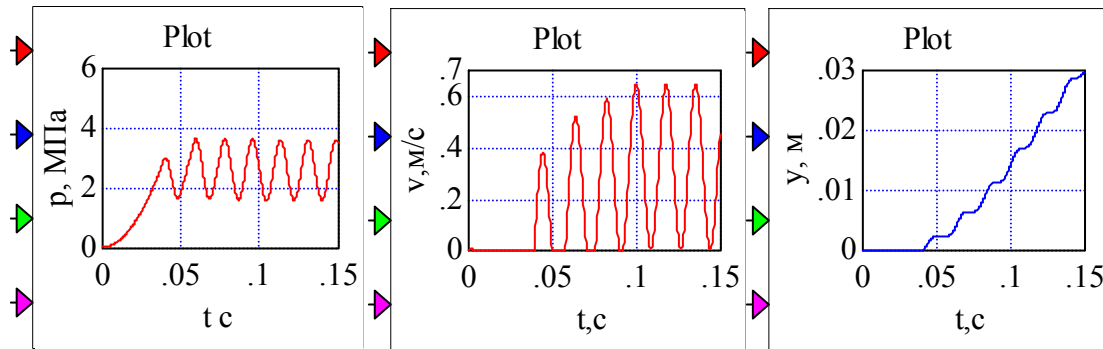


Рис. 4. Характер незатухающих колебаний в ОГП с линейно-нарастающими расходом и нагрузкой с начальными участками переходных процессов

Осциллограммы на рис. 4 получены при $t_0 = 0,05 \text{ с}$ для F_c и $t_0 = 0,1 \text{ с}$ для Q_p с дискретностью 10^{-4} с и временем интегрирования $t_k = 0,15 \text{ с}$. В то время, когда растет давление p при пуске, толкатель неподвижен и движение начинается (кривые v и y) с момента, когда сила давления РЖ превысит силу F_c . При этом давление p в нагнетательной магистрали ($t = 0,05 \text{ с}$) начинает коле-

баться с постоянной частотой и амплитудой (незатухающие колебания). Кривая скорости отражает переходный процесс (увеличивается амплитуда) и при $t = 0,1 \text{ с}$ устанавливаются незатухающие колебания.

Рассмотрим характер кривых при вводе в модель сил вязкого и полусухого трения при сохранении параметров и переменных нагрузки и расхода (рис. 5).

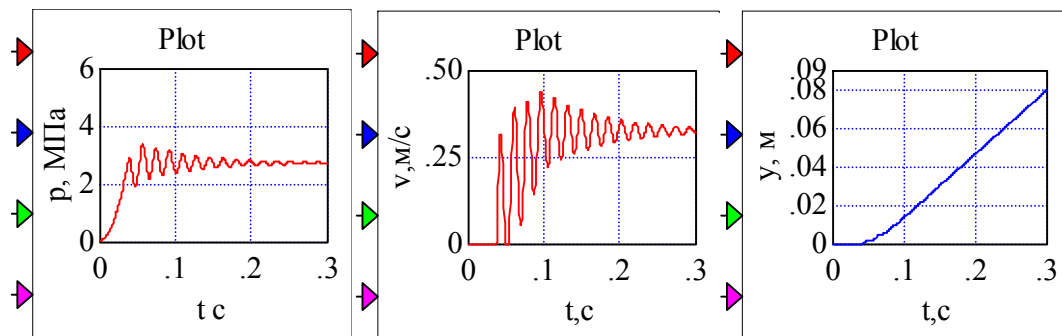


Рис. 5. Динамические характеристики переменных p , v и y при вводе в ММ сил жидкостного и полусухого трения

Даже при небольших значениях сил жидкостного ($F_{\text{ж.тр}} = 16 \text{ Н}$) и полусухого ($F_{\text{тр}} = 15 \text{ Н}$) трения, что составляет в сумме

5,2 % относительно силы сопротивления $F_c = 600 \text{ Н}$, колебания становятся затухающими в течении 0,3 с за исключением перемещения y толкателя. При этом перемещение

толкателя, как и все кривые v и y (рис. 3–5), начинаются не с момента включения системы, а когда сила давления РЖ превысит сумму сил сопротивления согласно неравенству (8).

Анализ кривых на рис. 5 показывает, что учет сил трения приводит к затухающим колебаниям при разгоне, но в целом разгон до выхода на установившееся движение представляет собою колебательный процесс.

Перейдем к построению замкнутой гидросистемы с силой сопротивления, которая создается пружиной согласно уравнению линейной зависимости нагрузки от перемещения

$$F_c = C_{ж.пр} \cdot y, \quad (9)$$

где $C_{ж.пр}$ – жесткость пружины.

Введем имитационный узел пропорционального электромагнита в состав модуля гидрораспределителя (рис. 2), формирующего линейное перемещение X_p золотника (рис. 6).

Осциллограммы переходных процессов переменных p , v , y , F_c , Q_p и X_p в замкнутом ОГП с диаграммой вычислительных блоков пакета VisSim показаны на рис. 7 и 8.

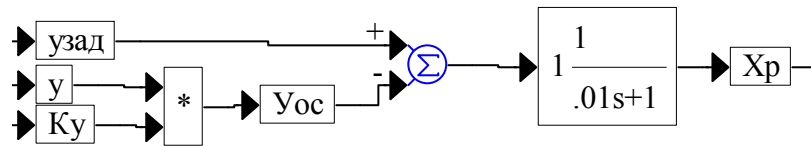


Рис. 6. Имитационный узел пропорционального магнита как устройства определения рассогласования между заданным перемещением $y_{зад}$ (0,0106 м) и обратной связью y_{oc} ; K_u – коэффициент усиления в замкнутой системе

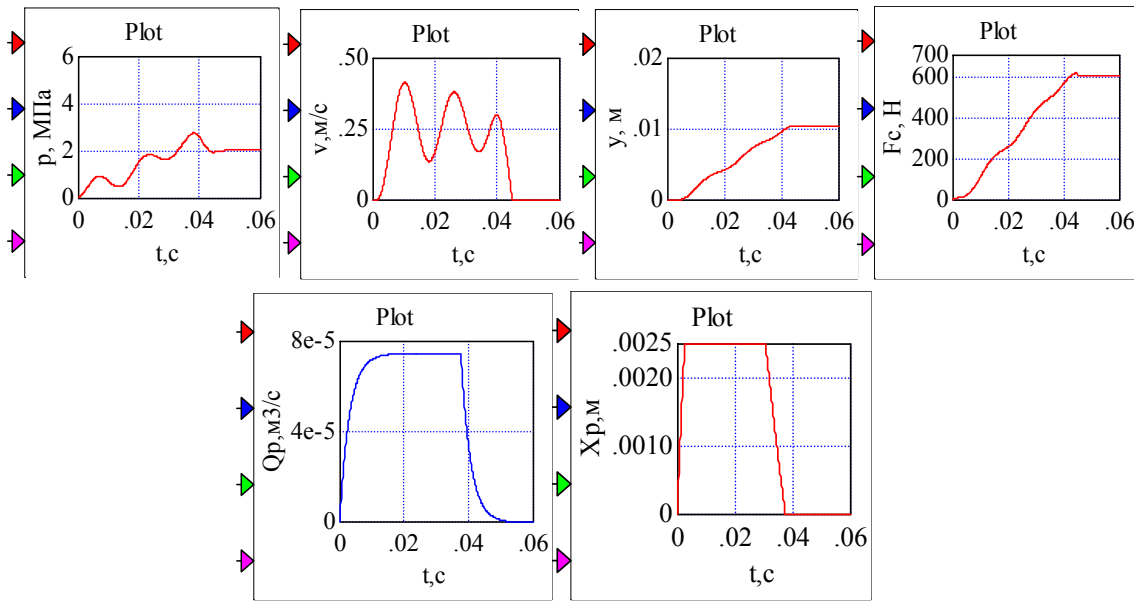


Рис. 7. Переходные процессы пуска толкателя ОГП и выхода на установившийся режим (останов): $p = 2,098$ Па, $v = 0$, $y = 0,0106$ м, $F_c = 603,7$ Н, $Q_p = 0$ и $X_p = 0$

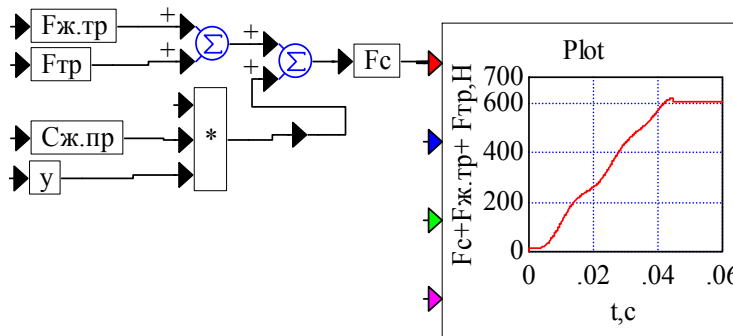


Рис. 8. Диаграмма блоков пакета VisSim, определяющая силу сжатия пружины по уравнению (9) в процессе обработки заданного перемещения толкателя

Таким образом, имитационный модуль пропорционального гидрораспределителя в составе ММ замкнутой системы улучшает динамические характеристики в части снижения числа колебаний и амплитуд (в сравнении с кривыми на рис. 5), создавая возможность введения различных управляющих сигналов и повышая адекватность модели натурному объекту. Например, если в устройство управления (рис. 6) вместо апериодического звена, формирующего закон эвольвенты, ввести ПИД-регулятор, хорошо зарекомендовавший себя в линейных системах, мы ухудшим динамические характеристики расхода и перемещения толкателя, то есть ПИД-регулятор в данной нелинейной системе не работает.

Учитывая предъявляемые к пневмотору современные технические требования по надежности, в исследуемом ОГП следует уделить внимание параметрам пружины и небо-

льшим зазорам в кинематической цепи при анализе динамических характеристик p , v и y в части числа колебаний и времени отработки рассматриваемого элемента цикла, представленного на рис. 7. Применительно к традиционному ОГП вращательного движения с гидромотором эта задача была решена с помощью эвристического подхода к стайному нагружению с постоянной составляющей сил трения на холостом ходу и переменной по экспоненциальному закону нагрузки [13].

На рис. 9 показан разработанный эвристический модуль, представленный диаграммой вычислительных блоков пакета VisSim. Происходит выбор люфта, и внешняя сила равна нулю (холостой ход). После времени $t=0,011$ с включаются блоки, формирующие увеличение внешней нагрузки по линейной зависимости (9) до 600 Н.

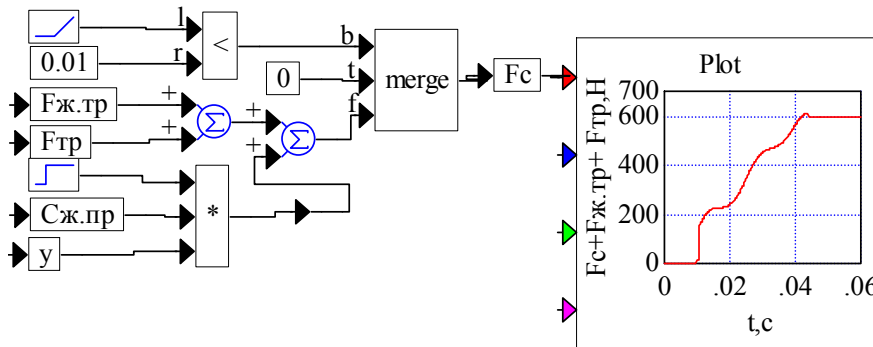


Рис. 9. Схема эвристического модуля с формированием стайного нагружения в ОГП толкателя при $t=0,01$ с, в котором во внешнее сопротивление входит сила трения

При вводе в модель замкнутой системы эвристического модуля можно учесть люфты, параметры реальной пружины, зависимость силы сопротивления $F_c(t)$ от времени

и получить динамические характеристики давления, скорости и перемещения, отражающие реальные физические процессы (рис. 10).

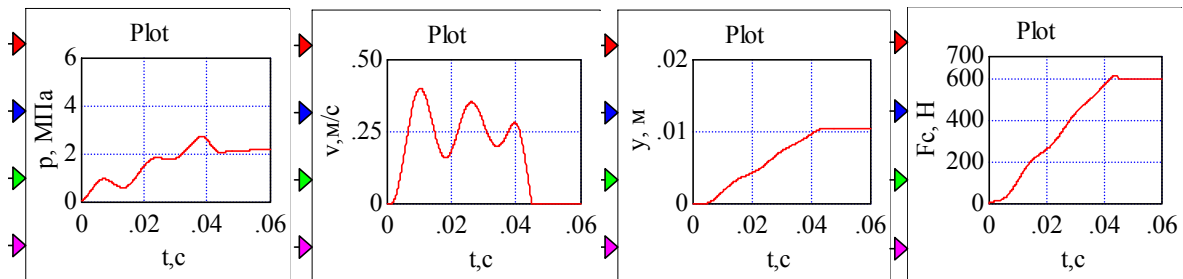


Рис. 10. Осциллограммы переходных процессов замкнутого ОГП толкателя с эвристическим модулем нагружения и выходом на установившейся режим (останов) при $p=2,2$ МПа, $v=0$, $y=0,0106$ м, $F_c=600$ Н, $Q_p=0$ и $X_p=0$ (кривые получены при отсутствии люфта)

Таким образом, проведенные исследования показали:

- эффективность искусственного введения небольших значений жидкостного трения при пуске гидропривода на процесс затухания колебаний, что коррелируется с реализацией такого решения в конструкциях следящих гидроприводов;

- в модели с имитационным модулем гидрораспределителя с пропорциональным электромагнитом появляется возможность улучшения процесса пуска и формирования различных управляющих команд для построения оптимальных циклов работы толкателя пневмомотора;

- построение замкнутого контура с обратной связью позволило при пуске гидропривода вводить заданное перемещение толкателя и высокую точность его обработки;

- при введении в математическую модель эвристического модуля с постоянной и переменной составляющими нагрузки можно существенно улучшить переходный процесс разгона толкателя впускного клапана пневмомотора;

- разработанная ММ, содержащая имитационные модули гидрораспределителя с пропорциональным электромагнитом и эвристического со стадийностью нагрузки и возможностью формирования ступенчатой и линейно-нарастающих с ограничениями нагрузок, открывает доступ к широкому комплексу исследований и численных модельных экспериментов.

Выводы

1. Разработанная нелинейная математическая модель объемного гидропривода впускного клапана пневмомотора с имитационным модулем гидрораспределителя с пропорциональным электромагнитом и эвристическим модулем стадийности нагружения на режимах от холостого хода до номинального нагружения открывает возможности для широкого комплекса исследований динамических задач. В первую очередь это относится к пуску гидропривода, при котором под нагрузкой возникают негармонические, затухающие колебания давления в нагнетательной магистрали насоса со значительными начальными амплитудами.

2. Предложенный эвристический модуль в модели гидропривода впускного клапана позволяет реализовать научный поиск в виде подбора оптимального цикла работы толкателя пневмомотора.

3. Переход к построению замкнутой гидросистемы по перемещению толкателя при вводе впускного клапана позволяет полностью решить вопрос задания перемещения толкателя и точности его обработки.

4. Динамика гидропривода с использованием предложенной математической модели позволяет оценить адекватность выбора насосной установки, исходя из определения расчетного экстремального значения давления при пуске и его сопоставлении с установленным значением на рабочем режиме.

Литература

1. Концепция создания пневматического двигателя для автомобиля: монография / А.И. Воронков, Д.Б. Глушкова, В.А. Карпенко и др. Харьков: ХНАДУ, 2019. 256 с.
2. Автомобили с комбинированным энергетическим приводом: обзор разработок за рубежом. *Автостроение за рубежом*. 2002. № 3. С. 5–11.
3. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2–96). Чинний від 1998-01-01. 61 с. (Держспоживстандарт України).
4. Крайнюк О.І. Регульовані системи газорозподілу ДВЗ: монографія. Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2006. 232 с.
5. Выбор схемы электрогидроавтоматики для управления впускным клапаном поршневого пневмодвигателя / А.И. Воронков, Г. А. Аврунин, И. Н. Никитченко и др. *Вестник ХНАДУ: сборник научных трудов*. 2017. Вып. 78. С. 144–150.
6. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике. Т. 1, заказной номер – RRS, издание 3.1. Изд. 2-е (на русском языке), Издатель: Бош Рексрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика 64711, Эрбах, Германия, 2003. 322 с.
7. Учебный курс гидравлики. Т. 2. Пропорциональная техника и техника сервоклапанов. Учебник и справочник по гидравлическим пропорциональным клапанам и сервоклапанам, а также электронным компонентам, применяемых в управлении и контурах регулирования / Х. Дерр, Р. Эвальд, Й. Хуттер и др. *Маннесман Рексрот ГмбХ*, п/я 340, 8770. Лор на Майне, ФРГ, 1986. 230 с.
8. Пропорциональный редукционный клапан патронного типа WZRS6. *PONAR wadowice*. WK 499 979. 04/2013. 6 с.
9. Шольц Д. Пропорциональная гидравлика. Основной курс: учебник. Киев: Фесто, 2002. 123 с.
10. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: учеб. пособие / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан,

3. Я. Лурье, И. А. Чекмасова и др. Киев: НТУ «КПИ», 2006. 216 с.
11. Лурье З. Я., Цента Е. Н., Панченко А. И. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата навесным оборудованием трактора. *Промислова гідраліка і пневматика*. 2017. № 3 (57). С. 29–46.
 12. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. Москва: Машиностроение, 1972. 376 с.
 13. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини / З. Я. Лур'є, В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, Є. Н. Цента. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Гідралічні машини та гідроагрегати*: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: «Hydraulic machines and hydraulic units»: зб. наук. праць. Харків: НТУ «ХПІ», 2019. № 2. С. 68–76.
- ### References
1. Концепція створення пневматичного двигателя для автомобіля: монографія / А.І. Воронков, Д. В. Глушкова, В.А. Карпенко et al. Kharkiv: HNADU, 2019. 256 s.
 2. Avtomobili s kombinirovanny'm energeticheskim privodom: obzor razrabotok za rubejom. *Avtostroenie za rubejom*. 2002, no. 3, pp. 5–11.
 3. Hidroprivodi ob'emni' ta pnevmoprivodi. Ch. 2. Obemni gidromashini ta pnevmomashini. Termini ta viznachennya (DSTU 3455.2–96). Chinniy vid 1998-01-01. 61 p. (Derjspojivstandart Ukraini).
 4. Kraynyuk O.I. Regul'ovani sistemi gazorozpodilu DVZ: monografiya. Lugans'k: SNU im. V. Dalya, 2006. 232 p.
 5. Vybory shemy elektrogidroavtomatiki dlya upravleniya vpusknym klapanom porshnevoogo pnevmodvigatelya / A. I. Voronkov, G. A. Avrunin, I. N. Nikitchenko et al. *Vestnik HNADU: Sbirnyk nauchnyh trudov*. 2017, vol. 78, pp. 144–150.
 6. Hidroprivod. Osnovy i komponenty. Uchebnyy kurs po gidravlike. Vol. 1, zakaznoy nomer – RRS, edition 3.1. Ed. 2nd (na russkom yazyke), Publ. Bosh Reksrot AG Servis Avtomatizaciya Didaktika 64711, Erbah, Germaniya, 2003. 322 p.
 7. Uchebnyy kurs gidravliki. Vol. 2. Proporcionalnaya tehnika i tehnika servoklapanov. Uchebnyy i spravochnyy po gidravlicheskim proporcionalnym klapanam i servoklapanam, a takzhe elektronny'm komponentam, primenyuemyh v upravlenii i konturah regulirovaniya / H. Derr, R. Evald, Y. Hutter et al. *Mannesman Reksrot GmbH*, p/ya 340, 8770. Lor na Mayne, FRG, 1986. 230 p.
 8. Proporcionalnyy redukcionnyy klapan patronnogo tipa WZRS6. *PONAR wadowice*. WK 499 979. 04/2013. 6 p.
 9. Sholc D. Proporcionalnaya gidravlika. Osnovnyy kurs: uchebnyy. Kiev: Festo, 2002. 123 p.
 10. Raschet, proektirovanie i ekspluataciya obemnogo gidroprivoda: uchebn. posobie / Z. L. Finkelshteyn, O. M. Yahno, V. G. Cheban, Z. Ya. Lure, I. A. Chekmasova. Kyiv: NTU "KPI", 2006. 216 p.
 11. Lure Z. Ya. Centa E. N., Panchenko A. I. Dinamika dvuhmernoy sistemy upravleniya mehatronnogo gidroagregata navesny'm oborudovaniem traktora. *Promislova gidravlika i pnevmatika*. 2017, no. 3 (57), pp. 29–46.
 12. Gamynin N. S. Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya. Moscow: Mashinostroenie, 1972. 376 p.
 13. Metod polipshennya dinamichnih harakteristik procesu pusku ob'emnogo gidroprivoda z zamknennim lancyugom cirkulyacii` robochoi ridini / Z. Ya. Lure, V. B. Samorodov, G. A. Avrunin, E. N. Centa. *Visnik Naciona'noho tehnicznogo universitetu "HPI"*. Seriya: *Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units]: zb. nauk. pr. Kharkiv: NTU "HPI". 2019, no. 2, pp. 68–76.
- Лурье Зиновий Яковлевич**, д.т.н., профессор, +380 (50) 343-01-06, ORCID: 0000-0001-6852-989X, zi.lurye@gmail.com, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002.
- Соловьев Владимир Михайлович**, к.т.н., +380 (67) 721-76-75, ORCID: 0000-0002-6348-6525, torque-converter@ukr.net, Харьковское конструкторское бюро по машиностроению ул. Плехановская, 126, г. Харьков, Украина, 61001.
- Аврунин Григорий Аврамович**, к.т.н., доцент, +380 (50) 596-62-53, ORCID: 0000-0002-0191-3149, griavrunin@ukr.net, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.
- Воронков Александр Иванович**, д.т.н., профессор, +380 (50) 583-00-45, ORCID: 0000-0002-8389-2459, gio@khadi.kharkov.ua, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.
- Никитченко Игорь Николаевич**, к.т.н., доцент, +380 (99) 311-61-10, ORCID: 0000-0002-9481-4296, igor.nikitchenko@gmail.com, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.
- Тесленко Эдуард Викторович**, инженер, +380 (67) 853-83-85, ORCID: 0000-0001-8833-1733, teslenkoev21@gmail.com, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

Цента Евгений Николаевич, к.т.н., +380 (66) 475-35-27, ORCID: [0000-0002-2607-2294](https://orcid.org/0000-0002-2607-2294), tsenta.en@gmail.com, Национальний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», ул. Кирпичева, 2, г. Харків, Україна, 61002.

Мороз Ирина Ивановна, старший преподаватель, +380 (50) 700-67-95, ORCID [0000-0001-5950-2089](https://orcid.org/0000-0001-5950-2089), irinamoroz25.01@ukr.net, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, г. Харків, Україна, 61002.

Динаміка об'ємного гідропривода впускного клапана пневмомотора

Вступ. Створення комбінованих енергетичних установок з пневмомоторів і ДВЗ не лише задовольняють сучасні вимоги з екології, але й істотно підвищують економічність автомобіля. У ХНАДУ створений експериментальний зразок одноциліндрового пневмомотора, у якому для управління впускним клапаном використаний об'ємний гідропривод з електромагнітним пропорційним управлінням. Дослідження динаміки гідропривода дає змогу оцінити характеристики навантажень насосної установки та розробити методику завдання режимів переміщення клапана в пусковому режимі. **Проблема.** Огляд публікацій показав відсутність досліджень перехідних процесів розгону та виходу на режим гідропривода, що встановився, впускного клапана пневмомотора, використовуваного для гібридних двигунів автомобілів. **Метод.** Розробка нелінійної математичної моделі об'ємного гідропривода штохача впускного клапана пневмомотора, що відповідає режиму розгону для проведення подальшого динамічного аналізу. Проведення за допомогою пакета програм VisSim аналізу коливань тиску робочої рідини в лінії нагнітання насоса, швидкості та переміщення штохача залежно від витрати робочої рідини, що подається, з урахуванням характеру зміни зовнішнього навантаження, сил інерції та тертя, і стисливості робочої рідини. Математична модель містить імітаційний модуль гідророзподільника з пропорційним електромагнітом і евристичний модуль стабільності навантаження на режимах від холостого ходу до номінального, які відкривають можливість для широкого комплексу досліджень динамічних завдань. Насамперед це стосується пуску гідропривода, коли під навантаженням виникають негармонійні, затухаючі коливання тиску в нагнітальній магістралі насоса зі значними початковими амплітудами. **Практичні результати.** У створеній математичній моделі гідропривода з імітаційним модулем гідророзподільника з пропорційним електромагнітом з'являється можливість поліпшення процесу пуску та формування різних команд, що управляють, для побудови оптимальних циклів роботи клапана. Реалізується також оцінка адекватності вибору насосної установки, виходячи з визначення розрахунко-

вого екстремального значення тиску під час пуску і його зіставленні зі значенням, що встановилося на робочому режимі.

Ключові слова: динаміка об'ємного гідропривода, впускний клапан пневмомотора, гідророзподільник з пропорційним електромагнітним управлінням.

Лур'є Зіновій Якович, д.т.н., професор, +380 (50) 343-01-06, ORCID: [0000-0001-6852-989X](https://orcid.org/0000-0001-6852-989X), zi.lurys@gmail.com, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002.

Аврунін Григорій Аврамович, к.т.н., доцент, +380 (50) 596-62-53, ORCID: [0000-0002-0191-3149](https://orcid.org/0000-0002-0191-3149), griavrudin@ukr.net, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Воронков Олександр Іванович, д.т.н., професор, +380 (50) 583-00-45, ORCID: [0000-0002-8389-2459](https://orcid.org/0000-0002-8389-2459), gio@khadi.kharkov.ua, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Нікітченко Ігор Миколайович, к.т.н., доцент, +380 (99) 311-61-10, ORCID: [0000-0002-9481-4296](https://orcid.org/0000-0002-9481-4296), igor.nikitchenko@gmail.com, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Соловій Володимир Михайлович, к.т.н., +380 (67) 721-76-75, ORCID: [0000-0002-6348-6525](https://orcid.org/0000-0002-6348-6525), torque-converter@ukr.net, Харківське конструкторське бюро з машинобудування, вул. Плеханівська, 126, м. Харків, Україна, 61001.

Цента Євген Миколайович, к.т.н., +380 (66) 475-35-27, ORCID: [0000-0002-2607-2294](https://orcid.org/0000-0002-2607-2294), tsenta.en@gmail.com, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002.

Мороз Ирина Іванівна, старший викладач, +380 (50) 700-67-95, ORCID [0000-0001-5950-2089](https://orcid.org/0000-0001-5950-2089), irinamoroz25.01@ukr.net, Харьковский национальный автомобильно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, м. Харків, Україна, 61002.

The dynamics of the fluid power drive inlet valve of the pneumatic motor

Introduction. Designing combined power plants from pneumatic motors and internal combustion engines not only satisfy modern environmental requirements, but also significantly increase the efficiency of the car. An experimental model of a single-cylinder pneumatic motor, in which a fluid power drive with electromagnetic proportional control was used to control the intake valve, was created at KhNAHU. The study of the dynamics of the hydraulic drive allows you to evaluate the load characteristics of the pump unit and to develop a

*methodology for setting the modes of the valve movement in the starting mode. **Problem.** A review of publications showed a lack of studies of transient acceleration and steady-state operation of a pneumatic motor inlet valve used for hybrid propulsion vehicles. **Method.** The method is the development of a non-linear mathematical model of a fluid power drive of a pneumatic motor inlet valve pusher, corresponding to the acceleration mode for subsequent dynamic analysis. The VisSim software package was used, analysis of fluctuations in the pressure of the working fluid in the pump discharge line, the speed and movement of the pusher, depending on the flow rate of the working fluid, taking into account the nature of the change in external load, inertia and friction forces, and the compressibility of the working fluid. The mathematical model includes a simulation valve module with a proportional electromagnet, and a heuristic module for loading stages in idle to nominal modes, which open up opportunities for a wide range of studies of dynamic problems. First of all, this refers to the start-up of the fluid power drive, in which non-harmonic, damped pressure fluctuations in the pump discharge line with significant initial amplitudes occur under load. **The practical results.** In the created mathematical model of a fluid power drive with a simulation valve module with a proportional electromagnet, it becomes possible to improve the start-up process and generate various control commands to build optimal valve operation cycles. An assessment of the adequacy of choosing the pumping unit is also being implemented based on the determination of the calculated extreme pressure value at start-up and its comparison with the steady-state value in the operating mode.*

Key words: Dynamics of a fluid power drive, inlet valve of a pneumatic motor, hydraulic control valve with proportional electromagnetic control.

Lurye Zinoviy, Doct. of Science, Professor
+380 (50) 343-01-06, zi.lurye@gmail.com,

National Technical University «Kharkov Polytechnic Institute» Kirpichova str., 2, Kharkiv, Ukraine, 61002.

Avrunin Grygoriy, PhD, associate professor,
+380 (50) 596-62-53, ORCID: 0000-0002-0191-3149
griavrunin@ukr.net, Kharkiv National Automobile Highway University, Yaroslava Mudrogo str.

Voronkov Oleksandr, Doct. of Science, Professor,
+380 (50) 583-00-45, ORCID: 0000-0002-8389-2459, rio@khadi.kharkov.ua, Kharkiv National Automobile Highway University, Yaroslava Mudrogo str. 25.

Nikitchenko Ihor, PhD, +380 (99) 311-61-10,
ORCID: 0000-0002-9481-4296,
igor.nikitchenko@gmail.com, Kharkiv National Automobile Highway University, Yaroslava Mudrogo str. 25.

Teslenko Eduard, Engineer,
+380 (67) 853-83-85, ORCID: 0000-0001-8833-1733, teslenkoev21@gmail.com, Kharkiv National Automobile Highway University, Yaroslava Mudrogo str. 25.

Soloviov Volodymyr, PhD, +380 (67) 721-76-75,
ORCID: 0000-0002-6348-6525, torque-converter@ukr.net, Kharkov Machine Building Design Bureau Plekhanovskaya st., 126, Kharkiv, Ukraine, 61001.

Tsenta Yevhen, PhD, +380 (66) 475-35-27, ORCID: 0000-0002-2607-2294, tsenta.en@gmail.com, National Technical University «Kharkov Polytechnic Institute», Kirpichova str., 2, Kharkiv, Ukraine, 61002.

Moroz Irene, senior teacher,
+380 (50) 700-67-95, ORCID 0000-0001-5950-2089,
irinamoroz25.01@ukr.net, Kharkiv National Automobile Highway University, Yaroslava Mudrogo str., 25, Kharkiv, Ukraine, 61002, Kharkiv, Ukraine, 61002.