

---

УДК 517.958: 629.113

*В. С. Савицкий, В. П. Тарасик*

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕХАНИЗМА УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА**

---

UDC 517.958: 629.113

*V. S. Savitsky, V. P. Tarasik*

**MATHEMATICAL MODEL OF THE CONTROL MECHANISM FOR FRICTION CLUTCHES OF THE HYDROMECHANICAL TRANSMISSION OF QUARRY DUMP TRUCKS**

---

**Аннотация**

Разработана математическая модель механизма управления фрикционами гидромеханической передачи и представлены результаты моделирования процессов его функционирования при переключении передач. Исследованы зависимости выбранных критериев качества функционирования от изменения параметров механизма. Приведены графики переходных процессов механизма управления. Изложена методика определения показателей качества.

**Ключевые слова:**

карьерный самосвал, гидромеханическая передача, механизм управления фрикционами, параметры механизма, критерии качества переходных процессов.

**Abstract**

The mathematical model of the control mechanism for friction clutches of the hydromechanical transmission has been developed and the results of simulation of its operation during gear shifting are presented. The dependencies of the selected operation quality criteria on the change of mechanism parameters have been investigated. The graphs of transient processes of the control mechanism are given. The technique of the definition of quality indicators is provided.

**Key words:**

quarry dump truck, hydromechanical transmission, friction clutch control mechanism, mechanism parameters, criteria of quality of transient processes.

---

На белорусском автомобильном заводе создан новый карьерный самосвал БелАЗ-7555Н грузоподъемностью 60 т. Для этой машины разработана гидромеханическая передача (ГМП) с автоматическим управлением. В её разработке принимали участие сотрудники Белорусско-Российского университета, в том числе проф. В. П. Тарасик и ведущий инженер В. С. Савицкий.

К автоматической передаче предъявляется ряд специфических требований: плавное движение автомобиля при

переключениях передач (отсутствие толчков); адаптация характеристик механизма управления переключением передач к изменению параметров ГМП и эксплуатационных условий; обеспечение надёжности и долговечности фрикционов, осуществляющих переключение передач. При этом необходимо учитывать, что характеристики магистралей гидроприводов управления фрикционами могут существенно различаться, т. к. фрикционы расположены в различных местах передачи. Выполнение тако-

го широкого комплекса требований возможно лишь на основе применения автономных механизмов управления каждым фрикционом.

Анализ публикаций по механизмам управления фрикционами (МУФ) показывает отсутствие методик их проектирования. В связи с этим при разработке конструкции МУФ для обоснова-

ния его характеристик и параметров возникла необходимость математического моделирования процессов его функционирования.

При моделировании рассматривалась дискретная структура системы гидропривода каждого фрикциона. Принципиальная схема гидропривода представлена на рис. 1.

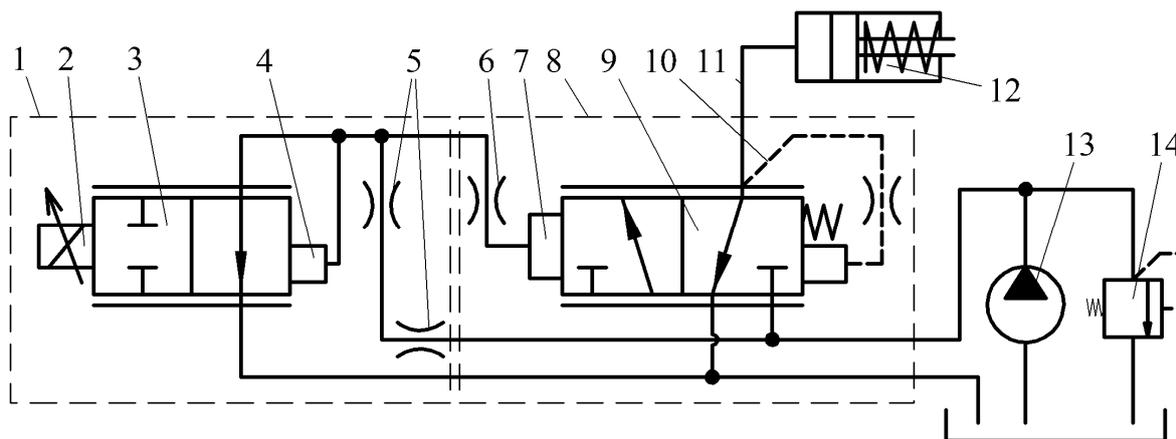


Рис. 1. Принципиальная схема системы гидропривода управления фрикционом

В состав системы гидропривода входят: источник энергии – гидравлический насос 13 с переливным клапаном 14; регулятор давления МУФ 1; регулятор-распределитель 8; гидроцилиндр фрикциона 12, осуществляющий сжатие пакета фрикционных дисков при включении передачи; гидравлические магистрали, связывающие между собой механизмы системы.

Для включения фрикциона необходимо сформировать в магистрали 11 сигнал гидравлического давления с соответствующей циклограммой его изменения во времени. Формирование команды на управление осуществляет микропроцессорный контроллер ГМП. Контроллер располагает модуляторами широтно-импульсных сигналов (ШИМ), которые по соответствующим алгоритмам формируют электрические сигналы, подаваемые на электромагниты 2

регуляторов давления. Величина силы тока пропорциональна скважности широтно-импульсного сигнала.

Регулятор давления 1 представляет собой электрогидравлический пропорциональный клапан, в состав которого входят пропорциональный электромагнит 2 и дроссельный гидроклапан 3. На выходе 4 регулятора давления получается гидравлический сигнал, давление которого пропорционально величине тока в обмотке электромагнита 2. Этот сигнал поступает на вход 7 регулятора-распределителя 8, осуществляющего усиление сигнала управления, формируемого регулятором давления. Дроссели 5 ограничивают расход на слив из регулятора давления, а дроссель 6 стабилизирует процесс функционирования регулятора-распределителя. Регулятор-распределитель снабжён обратной связью 10. В результате на его выходе дав-

ление потока жидкости, поступающего в гидроцилиндр фрикциона 12, также пропорционально силе тока, подаваемого на обмотку электромагнита 2.

На основе метода сосредоточенных масс [1] разработана динамическая модель системы гидропривода управления фрикционом, представленная на рис. 2. Она учитывает инерционные, упругие и диссипативные свойства всех компонентов системы гидропривода и её гидромагистралей, а также изменение дросселирующих щелей регулятора давления, регулятора-распределителя и переливного клапана. На рис. 2 приняты обозначения: ПК – переливной клапан; РД – регулятор давления; РР – регулятор-распределитель; ГЦФ – гидроцилиндр фрикциона.

В динамической модели выделено шесть инерционных элементов (сосредоточенных масс) с параметрами  $m_{Гi}$ ,  $i = \overline{1,6}$ , кг/м<sup>4</sup>. Они учитывают инерционные свойства золотников  $m_{Г1}$  и  $m_{Г3}$ , поршня  $m_{Г4}$  и жидкости в магистралах  $m_{Г5}$ ,  $m_{Г6}$ ,  $m_{Г7}$ . Учтены также электромагнитные и механические инерционные свойства РД, отображаемые индуктивностью обмотки пропорционального электромагнита  $L_{эм}$ , Гн, и суммарной массой его штока и запорно-регулирующего органа гидроклапана  $m_2$ , кг. Следовательно, система имеет восемь степеней свободы. Упругие элементы учитывают упругие свойства гидромагистралей и объёмов жидкостей в полостях механизмов (коэффициенты жесткости  $c_{Гi}$ ,  $i = \overline{1,8}$ , Н/м<sup>5</sup>), возвратных пружин золотников  $c_{вп1}$ ,  $c_{вп3}$  и поршня  $c_{вп4}$ , Н/м. Диссипативные свойства гидромагистралей учтены коэффициентами гидравлических сопротивлений  $\mu_{Гi}$ ,  $i = \overline{1,4}$ , Н·с/м<sup>5</sup>, коэффициентами трения в сопряжениях золотников с корпусами  $\mu_{тр1}$ ,  $\mu_{тр3}$ , штока электро-

магнита  $\mu_{тр2}$  и поршня  $\mu_{тр4}$ , Н·с/м.

Для определения состояния сосредоточенных масс и характеристик их движения введена система фазовых координат типа потока: для золотников – расходы (подачи) жидкости в их рабочие полости  $Q_1$ ,  $Q_3$ , для поршня –  $Q_4$ , для гидромагистралей –  $Q_5$ ,  $Q_6$ ,  $Q_7$ , м<sup>3</sup>/с. Положения золотников ПК, РД и РР определяются координатами  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ , а поршня – координатой  $x_4$ , м. Положительные направления фазовых координат показаны стрелками на динамической модели. Давления жидкости в рабочих полостях механизмов и в гидромагистралах обозначены  $p_{yi}$ ,  $i = \overline{1,8}$ , Па.

Так как перемещения золотников ПК, РД и РР и поршня ГЦФ ограничены слева и справа стенками (виртуальные связи), то для обеспечения устойчивости процесса интегрирования системы дифференциальных уравнений введены параметры элементов этих ограничений – упругих с коэффициентами жесткости  $c_{yi}$ ,  $i = \overline{1,4}$ , Н/м, и диссипативных с коэффициентами демпфирования  $\mu_{yi}$ ,  $i = \overline{1,4}$ , Н·с/м. Наличие дросселей в системе учтено параметрами их гидравлических сопротивлений  $\mu_{дрi}$ ,  $i = \overline{1,4}$ , Н·с/м<sup>5</sup>. Расходы на дросселях обозначены  $Q_{дрi}$ ,  $i = \overline{1,4}$ , м<sup>3</sup>/с.

Для учёта утечек через зазоры клапанов и гидроцилиндра введены параметры их гидравлических сопротивлений  $\mu_{yti}$ ,  $i = \overline{1,4}$ , Н·с/м<sup>5</sup>, и соответствующие им расходы утечек  $Q_{yti}$ ,  $i = \overline{1,4}$ , м<sup>3</sup>/с.

Процесс функционирования механизмов ПК, РД и РР сопровождается дросселированием через дросселирующие щели, параметры которых изменяются в зависимости от перемещений золотников  $x_i$ .

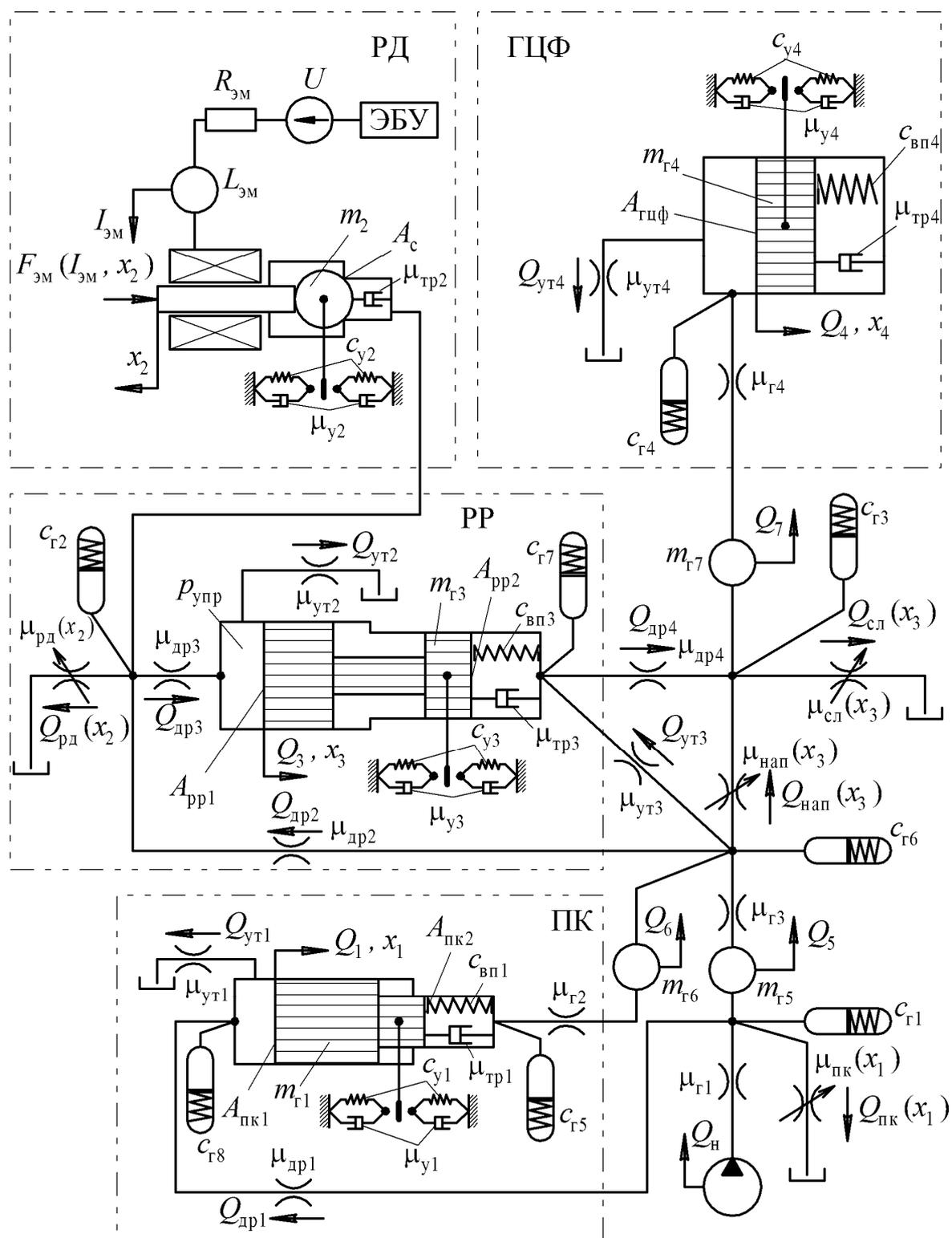


Рис. 2. Динамическая модель системы гидропривода управления фрикционом

На динамической модели параметры регулируемых дросселирующих щелей имеют следующие обозначения: для ПК – коэффициент сопротивления  $\mu_{пк}(x_1)$  и расход  $Q_{пк}(x_1)$ ; для РД –  $\mu_{рд}(x_2)$  и  $Q_{рд}(x_2)$ ; для напорной щели РР –  $\mu_{нап}(x_3)$  и  $Q_{нап}(x_3)$ ; для сливной щели –  $\mu_{сл}(x_3)$  и  $Q_{сл}(x_3)$ .

Построение математической модели системы управления фрикционом осуществлено на основе структурно-

матричного метода [1]. Согласно этому методу составляются топологические и компонентные уравнения. Топологические уравнения описывают структуру моделируемой системы и условия динамического равновесия сосредоточенных масс. Их составляют на основе принципа Даламбера. Для моделируемой системы получены следующие топологические уравнения:

$$\left. \begin{aligned} dQ_1/dt &= (p_{y8} - F_{вп1}/A_{пк1} - Q_1\mu_{тр1}/A_{пк1}^2 - F_{y1}/A_{пк1} - p_{y5}A_{пк2}/A_{пк1})/m_{г1}; \\ dQ_3/dt &= (p_{упр} - F_{вп3}/A_{рр1} - Q_3\mu_{тр3}/A_{рр1}^2 - p_{y7}A_{рр2}/A_{рр1} - F_{y3}/A_{рр1})/m_{г3}; \\ dQ_4/dt &= (p_{y4} - F_{вп4}/A_{гцф} - Q_4\mu_{тр4}/A_{гцф}^2 - F_{y4}/A_{гцф})/m_{г4}; \\ dQ_5/dt &= (p_{y1} - Q_5\mu_{гЛ3} - Q_5|Q_5|\mu_{гН3} - p_{y6})/m_{г5}; \\ dQ_6/dt &= (p_{y5} - Q_6\mu_{гЛ2} - Q_6|Q_6|\mu_{гН2} - p_{y6})/m_{г6}; \\ dQ_7/dt &= (p_{y3} - Q_7\mu_{гЛ4} - Q_7|Q_7|\mu_{гН4} - p_{y4})/m_{г7}; \\ dI_{эм}/dt &= (U - I_{эм}R_{эм})/L_{эм}; \\ dv_2/dt &= (F_{эм}(I_{эм}, x_2) - p_{y2}/A_c - v_2\mu_{тр2} - F_{y2})/m_2; \\ dx_1/dt &= Q_1/A_{рр1}; \\ dx_2/dt &= v_2; \\ dx_3/dt &= Q_3/A_{рр1}; \\ dx_4/dt &= Q_4/A_{гцф}. \end{aligned} \right\} (1)$$

В уравнениях (1) приняты следующие обозначения:  $F_{впi}$  – усилия возвратных пружин ПК, РР, ГЦФ, Н;  $A_{пк1}, A_{пк2}$  – площади торцов золотника ПК, м<sup>2</sup>;  $p_{упр}$  – давление в полости управления РР, Па;  $A_{рр1}, A_{рр2}$  – площади торцов золотника РР, м<sup>2</sup>;  $A_{гцф}$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>;  $I_{эм}$  – ток в обмотке электромагнита, А;  $U$  – напряжение подаваемого в обмотку управляющего электрического сигнала, формируемого контроллером, В;  $R_{эм}$  – активное сопротивление обмотки, Ом;  $v_2$  – скорость перемещения штока электромагнита

совместно с запорно-регулирующим органом РД, м/с;  $F_{эм}$  – усилие электромагнита, Н;  $A_c$  – площадь седла гидроклапана РД (на рис. 2 использован шариковый запорно-регулирующий орган), м<sup>2</sup>.

Компонентные уравнения описывают физические свойства компонентов динамической модели – инерционных, упругих и диссипативных элементов. Компонентные уравнения упругих элементов целесообразно составлять в дифференциальной форме. Для моделируемой системы они имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned}
 dp_{y1} / dt &= c_{r1} (Q_H - Q_{др1} - Q_{пк}(x_1) - Q_5); \\
 dp_{y2} / dt &= c_{r2} (Q_{др2} - Q_{др3} - Q_{рд}(x_2)); \\
 dp_{y3} / dt &= c_{r3} (Q_{нап}(x_3) + Q_{др4} - Q_{сл}(x_3) - Q_7); \\
 dp_{y4} / dt &= c_{r4} (Q_7 - Q_4 - Q_{ут4}); \\
 dp_{y5} / dt &= c_{r5} (Q_1 A_{пк2} / A_{пк1} - Q_6); \\
 dp_{y6} / dt &= c_{r6} (Q_5 + Q_6 - Q_{нап}(x_3) - Q_{ут3}); \\
 dp_{y7} / dt &= c_{r7} (Q_3 A_{рр2} / A_{рр1} - Q_{др4} + Q_{ут3}); \\
 dp_{y8} / dt &= c_{r8} (Q_{др1} - Q_1 - Q_{ут1}); \\
 dF_{вп1} / dt &= c_{вп1} Q_1 / A_{пк1}; \\
 dF_{вп3} / dt &= c_{вп3} Q_3 / A_{рр1}; \\
 dF_{вп4} / dt &= c_{вп4} Q_4 / A_{гцф},
 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $Q_H$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с.

Объединяя уравнения (1) и (2) в единую систему, получаем систему обыкновенных дифференциальных уравнений в нормальной форме Коши, интегрирование которой позволяет исследовать изменение фазовых координат во времени в процессе функционирования моделируемой системы.

Компонентные уравнения диссипативных элементов отдельно не составлялись, а выражения для вычисления их

потенциалов (потерь давления  $p_{di}$ ) подставлены непосредственно в топологические уравнения (1). При этом выделены линейные и нелинейные потери. Параметры линейных потерь обозначены  $\mu_{гли}$ , а параметры нелинейных потерь (по длине и местных) –  $\mu_{гни}$ .

Определение расходов жидкости через дроссели  $Q_{дри}$  и дросселирующие щели запорно-регулирующих органов ПК и РР осуществлялось по формулам:

$$\left. \begin{aligned}
 Q_{др1} &= c A_{др1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{y1} - p_{y8})}; & Q_{др2} &= c A_{др2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{y6} - p_{y2})}; & Q_{др3} &= c A_{др3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{y2} - p_{упр})}; \\
 Q_{др4} &= c A_{др4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{y7} - p_{y3})}; & Q_{пк}(x_1) &= c A_{пк}(x_1) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{y1}}; & Q_{рд}(x_2) &= c A_{рд}(x_2) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{y2}}; \\
 Q_{нап}(x_3) &= c A_{нап}(x_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{y6} - p_{y3})}; & Q_{сл}(x_3) &= c A_{сл}(x_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{y3}}; & Q_{ут1} &= p_{y8} / \mu_{ут1}; \\
 Q_{ут2} &= p_{упр} / \mu_{ут2}; & Q_{ут3} &= (p_{y6} - p_{y7}) / \mu_{ут3}; & Q_{ут4} &= p_{y4} / \mu_{ут4},
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $c$  – коэффициент расхода,  $c = 0,63$ ;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Для определения давления  $p_{упр}$  в полости управления РР составлено следующее нелинейное уравнение, которое решалось на каждом шаге интегрирова-

ния системы дифференциальных уравнений (1) и (2):

$$c A_{др3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{y2} - p_{упр})} - p_{упр} / \mu_{ут2} - Q_3 = 0. \quad (4)$$

Площади дросселирующих щелей ПК  $A_{ПК}(x_1)$ , РД  $A_{рД}(x_2)$ , РР  $A_{нап}(x_3)$  и  $A_{сл}(x_3)$  зависят от конфигурации кромок запорно-регулирующих органов. Рассматривались различные возможные конфигурации и составлялись для них уравнения. Эти уравнения имеют довольно громоздкий вид, поэтому не приводятся. Некоторые конструктивные исполнения дросселирующих щелей и их моделирование рассмотрены в [2].

На рис. 3, а–в представлены графики результатов моделирования процесса функционирования механизма управления фрикционом при включении первой передачи в ГМП.

Для приведения механизмов системы в исходное состояние равновесия процесс интегрирования уравнений начинался при нулевой подаче гидронасоса  $Q_H = 0$  в течение 0,1 с. На интервале времени  $t = 0,1 \dots 0,75$  с моделировался процесс включения механизмов гидросистемы ГМП в работу при запуске двигателя. С началом вращения привода гидронасоса возрастает его подача  $Q_H$  (см. рис. 3, в), происходит заполнение гидромагистралей и увеличивается давление  $p_{y1}$  на входе в гидросистему МУФ (см. рис. 3, а). Пока механизмы системы находятся в выключенном состоянии, после заполнения входной гидромагистрали золотник ПК перемещается, его координата  $x_1$  возрастает (см. рис. 3, б) и осуществляется слив жидкости в бак  $Q_{ПК}$ , а часть подачи насоса поступает на слив  $Q_{рД}$  открытого гидроклапана РД (см. рис. 3, в), координата которого  $x_2$  максимальна (см. рис. 3, б).

После достижения установившегося состояния системы с заданной величиной подачи насоса  $Q_H$  в момент времени  $t = 1$  с начинается моделирование процесса работы МУФ при включении передачи. Этот процесс состоит из трёх интервалов: времени заполнения

гидроцилиндра фрикциона  $t_{зап}$ , времени регулирования давления в гидроцилиндре  $t_{рег}$  и этапа включенного состояния фрикциона. Время заполнения гидроцилиндра  $t_{зап}$ , в свою очередь, содержит этап быстрого заполнения  $t_{б.з}$  и этап медленного заполнения  $t_{м.з}$  (см. рис. 3, а). На этапе быстрого заполнения контроллер ГМП выдаёт максимальное значение тока  $I_{эм} = 0,8$  А на обмотку электромагнита. Электромагнит развивает максимальное усилие на своём штоке и прижимает шарик гидроклапана РД к своему седлу ( $x_2 = 0$ , см. рис. 3, б). В полости управления РР возникает давление  $p_{упр} = p_{y2} - p_{дрз}$ , перемещающее его золотник на максимальную длину хода  $x_3 = \max$ , перекрывая при этом слив из гидроцилиндра и соединяя его с линией подачи жидкости в гидроцилиндр. После страгивания с места поршня гидроцилиндра и возрастания его координаты  $x_4$  слив из ПК перекрывается ( $x_1 = 0$ ), и вся подача насоса поступает в полость гидроцилиндра. При этом давления  $p_{y1}$  и  $p_{y2}$  падают до некоторых величин (см. рис. 3, а).

В момент остановки поршня после заполнения гидроцилиндра в нём происходит всплеск давления  $p_{y4}$ , что может привести к возникновению больших динамических нагрузок в трансмиссии и резких рывков автомобиля. Для уменьшения амплитуды всплеска  $p_{y4}$  на этапе  $t_{м.з}$  снижают величину тока  $I_{эм}$ . Усилие электромагнита снижается, шарик отходит от седла на некоторое расстояние  $x_2$ , уменьшая при этом регулируемое давление  $p_{y2}$ , а переливной клапан приоткрывает сливное отверстие  $x_1$  и начинает сливать избыток подачи насоса на слив. Скорость движения поршня при этом снижается.

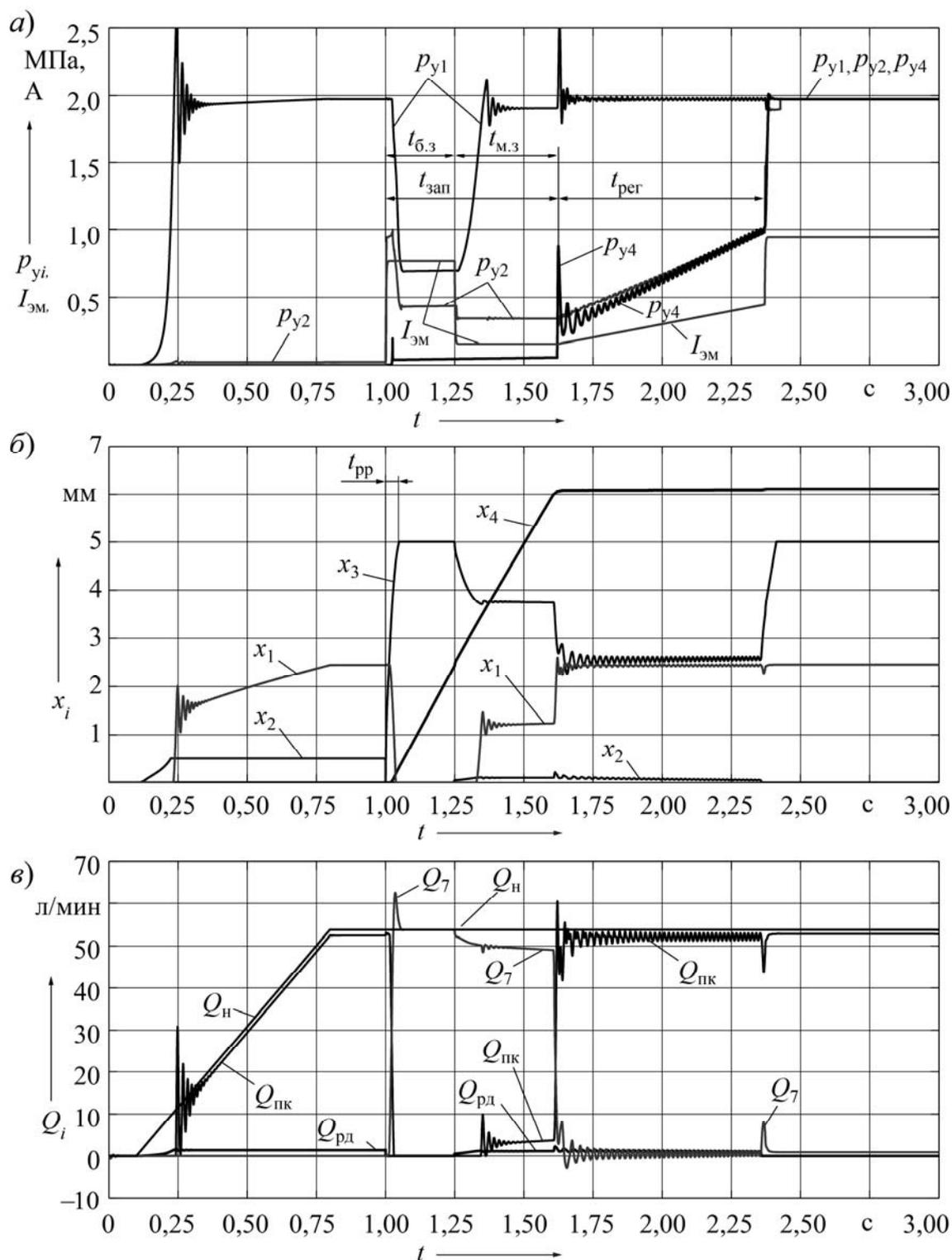


Рис. 3. Графики изменения характеристик механизма управления фрикционом при включении передачи: а – давлений  $p_{yi}$  и тока  $I_{эм}$  в обмотке электромагнита; б – перемещений запорно-регулирующих органов гидроклапанов и поршня гидроцилиндра; в – подачи насоса  $Q_н$  и расходов через переливной клапан  $Q_{пк}$  и регулятор давления  $Q_{рд}$

После заполнения гидроцилиндра на интервале времени  $t_{\text{рег}} = 1,55 \dots 2,3$  с осуществляется регулирование давления  $p_{y4}$  в соответствии с характеристикой изменения тока  $I_{\text{эм}}$  (см. рис. 3, а). При этом золотник ПК занимает некоторое положение  $x_1$  (см. рис. 3, б), при котором почти вся подача насоса ( $Q_{\text{пк}} \approx Q_{\text{н}}$ ) поступает на слив, часть подачи сливается через гидроклапан РД, некоторая часть  $Q_7$  представляет собой утечки из гидроцилиндра (см. рис. 3, в). Золотник РР на этапе регулирования давления совершает осцилляции с изменяющейся амплитудой  $\Delta x_3$  относительно положения равновесия, при котором попеременно приоткрываются и прикрываются его дросселирующие щели, и за счёт этого обеспечивается требуемое изменение давления  $p_{y4}$  на его выходе, следовательно, и в полости гидроцилиндра.

После завершения этапа регулирования на обмотку электромагнита подаётся максимальный ток, и давление в гидроцилиндре  $p_{y4}$  принимает максимальное значение, практически равное давлению на выходе насоса  $p_{y1}$ .

Для оценки качества процесса функционирования МУФ приняты следующие критерии: время перемещения золотника РР для полного открытия напорной щели при включении МУФ  $t_{\text{pp}}$ ; время заполнения гидроцилиндра  $t_{\text{зап}}$ ; время переходного процесса  $t_{\text{п}}$  на этапе регулирования; коэффициент динамичности давления при переходе к этапу регулирования  $k_{\text{др}}$ ; гистерезис характеристики включения  $t_{\text{on}}$ ; гистерезис характеристики выключения  $t_{\text{off}}$ .

Значения  $t_{\text{зап}}$  и  $t_{\text{pp}}$  определяются по графикам на рис. 3, а, б, а нахождения значений  $t_{\text{п}}$ ,  $k_{\text{др}}$ ,  $t_{\text{on}}$ ,  $t_{\text{off}}$  осуществляется по графикам на рис. 4, а, б.

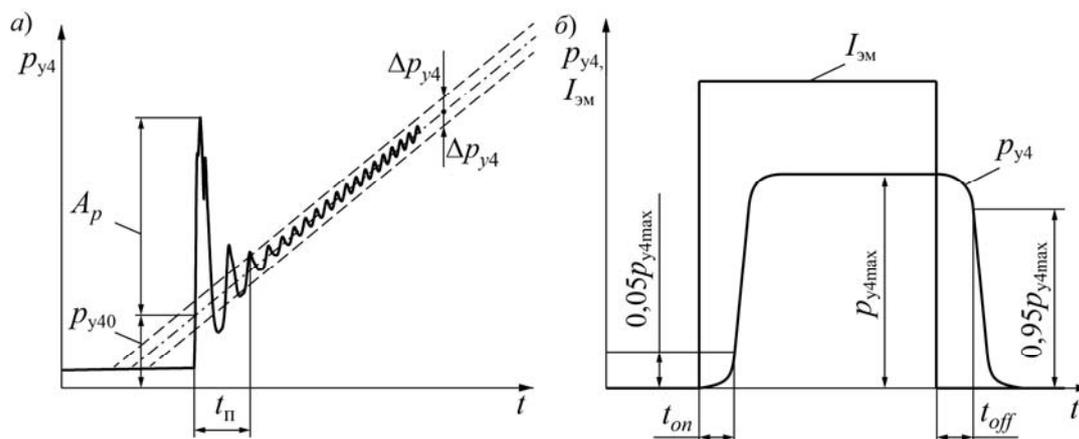


Рис. 4. Определение показателей качества процесса функционирования МУФ

Для определения  $t_{\text{п}}$  вводится двусторонний коридор стабилизации  $\Delta p_{y4}$  и находится время, при котором график давления  $p_{y4}$  последний раз пересекает линии коридора. Значение  $\Delta p_{y4}$  вычисляется по формуле

$$\Delta p_{y4} = 0,05 p_{y40}, \quad (5)$$

где  $p_{y40}$  – начальный уровень давления на этапе регулирования (принимали  $p_{y40} = 0,2$  МПа).

Величина  $k_{др}$  находится по формуле

$$k_{др} = A_p / p_{y40}, \quad (6)$$

где  $A_p$  – амплитуда всплеска давления  $p_{y4}$ , МПа.

На базе разработанной математической модели проведены исследования влияния основных конструктивных параметров МУФ на показатели качества его функционирования. Отметим, что значения всех принятых показателей качества подлежат минимизации. Исследованиям подвергались следующие параметры: соотношение диаметров поясков золотника РР  $d_{pp1}$  и  $d_{pp2}$ ; коэф-

фициент жесткости его пружины  $c_{вп3}$ ; величина перекрытия дросселирующих щелей  $\Delta_{п}$ ; диаметр дросселя  $d_{др4}$  обратной связи РР; диаметр дросселя  $d_{др3}$  на входе камеры управления РР; диаметры седла и запорно-регулирующего органа РД  $d_c$  и  $d_{з.р.о}$ ; диаметр дросселя  $d_{др2}$  на входе РД.

На рис. 5...9 показаны графики, отображающие зависимости показателей качества  $t_{зап}$ ,  $t_{п}$ ,  $k_{др}$ ,  $t_{on}$ ,  $t_{off}$  и  $t_{pp}$  от параметров МУФ  $d_{pp1}/d_{pp2}$ ,  $c_{вп3}$ ,  $\Delta_{п}$ ,  $d_{др4}$  и  $d_{др3}$ .

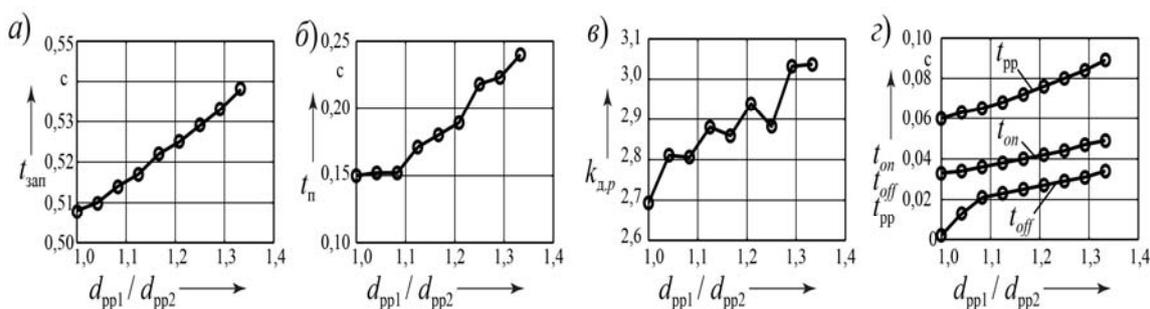


Рис. 5. Зависимости показателей качества функционирования МУФ от отношения  $d_{pp1}/d_{pp2}$

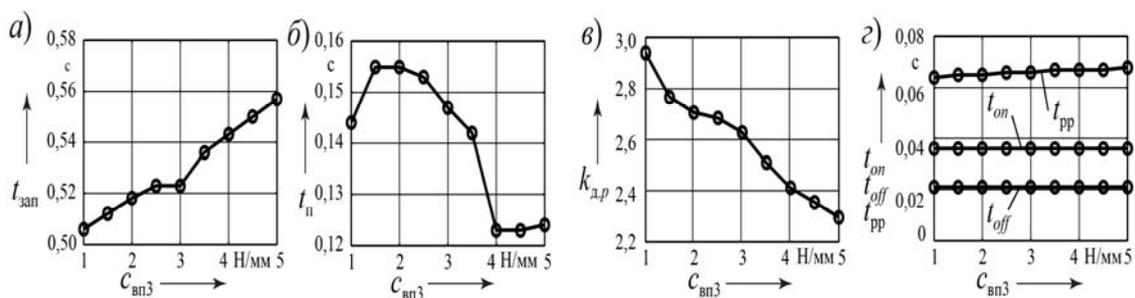


Рис. 6. Зависимости показателей качества функционирования МУФ от  $c_{вп3}$

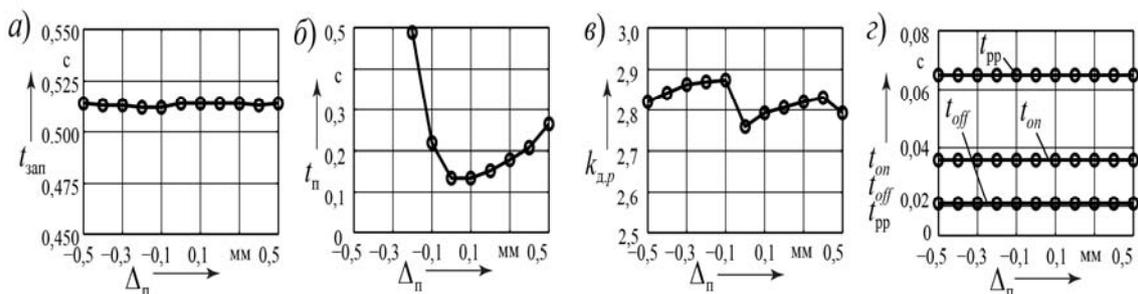


Рис. 7. Зависимости показателей качества функционирования МУФ от  $\Delta_{п}$

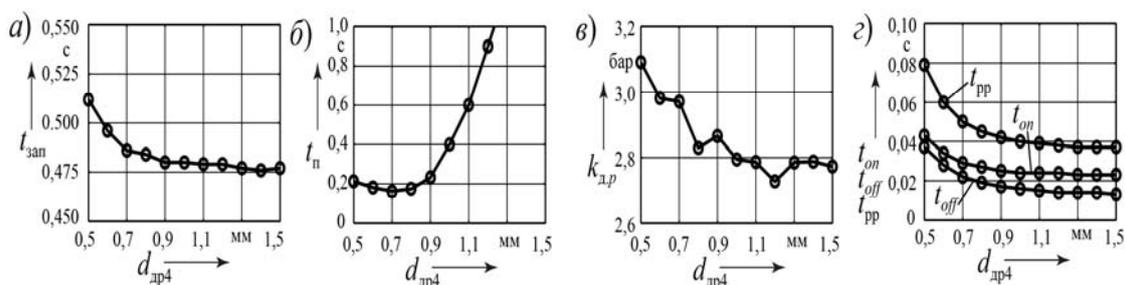


Рис. 8. Зависимости показателей качества функционирования МУФ от  $d_{др4}$

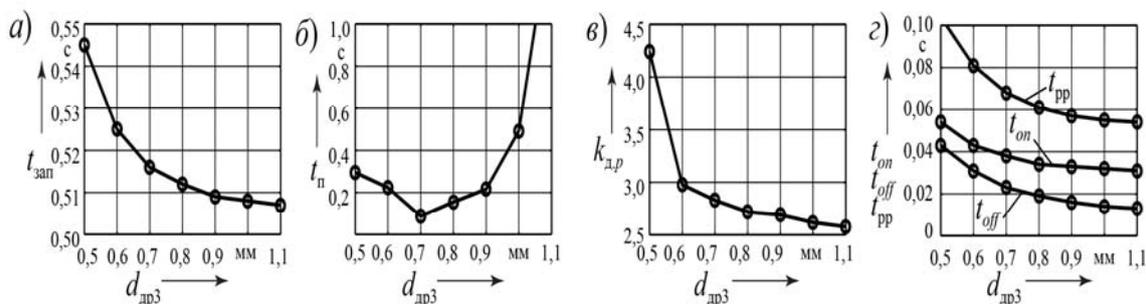


Рис. 9. Зависимости показателей качества функционирования МУФ от  $d_{др3}$

Графики позволяют сделать следующие выводы. На время заполнения гидроцилиндра фрикциона  $t_{зап}$  наибольшее влияние оказывают параметры  $d_{pp1}/d_{pp2}$ ,  $c_{вп3}$  и  $d_{др3}$ . Увеличение первых двух параметров приводит к возрастанию  $t_{зап}$ , а увеличение  $d_{др3}$  снижает  $t_{зап}$ . Однако их влияние не превышает 10%.

Изменение диаметров дросселей  $d_{др4}$  и  $d_{др3}$  в пределах 0,5...0,9 мм практически не влияет на время пере-

ходного процесса  $t_{п}$  на этапе регулирования давления, но их уменьшение приводит к возрастанию коэффициента динамичности  $k_{др}$ , т. е. к повышению всплеска давления. При увеличении  $d_{др4}$  и  $d_{др3}$  свыше 1 мм наступает резкое возрастание  $t_{п}$ , но значение  $k_{др}$  при этом практически не изменяется.

Отрицательное перекрытие дросселирующих щелей РР приводит к увеличению  $t_{п}$  (см. рис. 7, б), но практически не влияет на  $k_{др}$ . Значительное вли-

яние на  $t_{\text{п}}$  и  $k_{\text{др}}$  оказывает соотношение диаметров поясков золотника РР  $d_{\text{pp1}}/d_{\text{pp2}}$ . С его увеличением значения  $t_{\text{п}}$  и  $k_{\text{др}}$  возрастают. Следует, однако, отметить, что при равенстве этих диаметров золотник РР остаётся в положении дросселирования напорной и сливной щелей после завершения процесса регулирования, что при снижении герметичности уплотнения гидроцилиндра фрикциона и возрастании утечек из него может привести к падению давления в гидроцилиндре, пробуксовке фрикциона и преждевременному выходу его из строя. Поэтому наиболее целесообразно принимать значение величины  $d_{\text{pp1}}/d_{\text{pp2}}$  в пределах 1,1...1,15. В этом случае напорная щель после включения фрикциона будет полностью открыта, а сливная – закрыта.

Параметры гистерезиса характеристик регулируемого давления  $t_{\text{on}}$  и  $t_{\text{off}}$  в основном зависят от диаметров дросселей  $d_{\text{др4}}$  и  $d_{\text{др3}}$ , а также от соотношения  $d_{\text{pp1}}/d_{\text{pp2}}$ . Для сравнения можно отметить, что у пропорциональ-

ного редуционного клапана FTDRE 2К фирмы «Рексрот Бош Групп» (ФРГ), используемого в качестве регулятора давления в мехатронных системах управления ГМП,  $t_{\text{on}} = 25$  мс,  $t_{\text{off}} = 20$  мс. Параметры клапана FTDRE 2К практически совпадают с исследуемым клапаном: подача  $Q = 2$  л/мин при перепаде давления на входе и выходе  $\Delta p = 0,7$  МПа; максимальное давление 1,8 МПа.

На основании полученных результатов исследований при проектировании МУФ ГМП карьерного самосвала БелАЗ-7555Н были приняты следующие параметры:  $d_{\text{pp1}}/d_{\text{pp2}} = 1,125$ ;  $c_{\text{вп3}} = 3,91$  Н/мм;  $\Delta_{\text{п}} = +0,1$  мм;  $d_{\text{др2}} = d_{\text{др3}} = d_{\text{др4}} = 0,8$  мм;  $d_{\text{с}} = 4$  мм;  $d_{\text{з.р.о}} = 7,963$  мм.

Проведенные стендовые испытания созданного механизма управления фрикционом ГМП с выбранными параметрами показали высокую его эффективность. Установленные на машину опытные образцы МУФ функционируют успешно.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2016. – 592 с.
2. Тарасик, В. П. Электрогидравлический механизм управления фрикционами гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2 (35). – С. 89–100.

*Статья сдана в редакцию 10 февраля 2016 года*

**Виктор Сергеевич Савицкий**, ведущий инженер, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-79-80-85.

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45.

**Viktor Sergeevich Savitsky**, senior engineer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-79-80-85.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-45.