

УДК 621.01

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ И СКОРОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В МАГИСТРАЛЯХ ГИДРООБЪЕМНЫХ ПРИВОДОВ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ МАШИН

©Драгун С. В.¹, Дружинин Е. И.²

Українська інженерно-педагогічна академія¹

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»²

Інформація про авторів:

Драгун Сергій Володимирович: ORCID: 0000-0002-2545-4012; moynau2@ukr.net; кандидат технічних наук; доцент кафедри креативної педагогіки та інтелектуальної власності; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Дружинін Євген Іванович: ORCID: 0000-0002-17749582; druzhinin_e_i@ukr.net; кандидат технічних наук; доцент кафедри теоретичної механіки; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Багалія, 21, м. Харків, 61002, Україна.

К динамическим характеристикам объемного гидропривода относят его инерционные, диссипативные и упругие характеристики, а также моменты, действующие на роторы гидромашин со стороны рабочей жидкости, динамика которой может быть представлена с той или иной степенью точности в зависимости от целей исследования и конструктивных особенностей объемного гидропривода. Часто упрощенное описание динамики рабочей жидкости сводится к одному обыкновенному дифференциальному уравнению неразрывности, являющегося следствием закона сохранения масс, что иногда является недостаточным для оценки взаимовлияния объемного гидропривода и силовой передачи, частью которой он является. В статье поведение жидкости предлагается описывать телеграфными уравнениями, решение которых может быть представлено в Д'Аламберовой форме, то есть в виде суперпозиции прямой и обратной волн давления и скорости, что допускает принципиальную возможность оценки взаимного влияния различных по физической природе механических и гидродинамических процессов на стадиях проектирования и доводки опытных образцов гидромеханических систем и имеет важное значение для обеспечения дальнейшей качественной эксплуатации силовых передач транспортных средств. Указанный подход может быть применен для решения задач анализа сколь угодно сложных по структуре линейных и нелинейных моделей силовых передач при любом уровне детализации математического описания элементов объемного гидропривода и любых режимах его функционирования.

Ключевые слова: силовые передачи; гидрообъемные приводы; волновые уравнения; волны давления и скорости рабочей жидкости.

Драгун С. В., Дружинин Е. И. «Визначення хвиль тиску і швидкості робочої рідини в магістралях гідрооб'ємних приводів силових передач машин».

До динамічних характеристик об'ємного гідроприводу відносять його інерційні, дисипативні і пружні характеристики, а також моменти, що діють на ротори гідромашин з боку робочої рідини, динаміка якої може бути представлена з тим або іншим ступенем точності в залежності від цілей дослідження і конструктивних особливостей об'ємного гідроприводу. Часто спрощений опис динаміки робочої рідини зводиться до одного звичайного диференціального рівняння нерозривності, яке є наслідком закону збереження мас, що іноді є недостатнім для оцінки взаємовпливу об'ємного

гідроприводу і силової передачі, частиною якої він є. У статті поведінку рідини пропонується описувати телеграфними рівняннями, рішення яких може бути представлено в Д'Аламберовій формі, тобто у вигляді суперпозиції прямий і зворотної хвиль тиску і швидкості, що допускає принципову можливість оцінки взаємного впливу різних по фізичній природі механічних і гідродинамічних процесів на стадіях проектування і доведення дослідних зразків гідромеханічних систем і має важливе значення для забезпечення подальшої якісної експлуатації силових передач транспортних засобів. Зазначений підхід може бути застосований для вирішення задач аналізу як завгодно складних за структурою лінійних і нелінійних моделей силових передач при будь-якому рівні деталізації математичного опису елементів об'ємного гідроприводу і будь-яких режимах його функціонування.

Ключові слова: силові передачі; гідрооб'ємні приводи; хвильові рівняння; хвилі тиску і швидкості робочої рідини.

Dragun S, Druzhinin, E “Determination of the pressure of the working fluid and the speed of the waves in the lines hydrostatic drive power transmission machinery”.

By the dynamic characteristics of volume hydraulic drive include its inertia, elastic and dissipative characteristics and moments acting on the rotors of hydraulic fluid from the working dynamics which can be represented with varying degrees of accuracy depending on the study objectives and design features of the volumetric hydraulic drive. Often simplified description of the dynamics of the working fluid is reduced to one ordinary differential equation of continuity, which is a consequence of the law of conservation of mass, which sometimes is not sufficient to assess the interference volume hydraulic drive and power transmission, of which he is. The article proposed to describe the behavior of the fluid of the telegraph equation, the solution of which can be represented in D'Alamber form, in the form of a superposition of the forward and backward waves of pressure and speed, which allows the possibility in principle of mutual evaluation of the impact of different physical nature of mechanical and hydrodynamic processes in steps designing and debugging of prototypes and hydromechanical systems is essential to ensure the continued operation of high-quality power transmission vehicles. This approach can be applied to solve the problems of the analysis of arbitrarily complex structure of linear and nonlinear models of power transmission at any level of detail, the mathematical description of the elements of volume hydraulic drive and all modes of operation.

Key words: power transmission; hydrovolumetric drives; wave equation; waves of pressure and velocity of the working fluid.

1. Введение

В настоящее время силовые передачи (СП) транспортных машин с объемными гидроприводами (ОГП) и дифференциальными механизмами (ДМ), относящиеся к классу гидромеханических силовых передач (ГМСП) и имеющие ряд преимуществ по сравнению с чисто механическими СП, прочно вошли в современную практику зарубежного и отечественного машиностроения [1-7]. Как правило, ОГП в сочетании с ДМ применяются в системах турбонаддува двигателей внутреннего сгорания, а также для обеспечения более высоких качественных показателей в системах разворота транспортных средств [1]. Динамические процессы, имеющие место в механической части СП и в жидкости, которая является рабочим телом ОГП, обладают широкими частотными спектрами, которые часто перекрывают друг друга, что приводит к дополнительным трудностям моделирования, связанными как с автоматизированным построением уравнений движения ГМСП, так и с анализом взаимного влияния рабочей жидкости (РЖ) и различных узлов механической части СП.

2. Постановка проблеми

Расчет установившихся и переходных режимов в гидромеханических системах является наукоемкой проблемой, имеющей важное практическое значение. Принципиальная возможность оценивать влияние конструктивных параметров механической части силовой передачи на динамику поведения рабочей жидкости ГМСП на стадиях проектирования и доводки опытных образцов, имеет важное значение для обеспечения дальнейшей качественной эксплуатации системы в целом. При моделировании динамического поведения дискретно-континуальных моделей ГМСП, которые описываются системами обыкновенных дифференциальных уравнений и уравнений в частных производных, указанные во введении трудности можно устранить, если использовать Д'Аламберову формулу решения волновых уравнений, описывающих динамику жидкости как рабочего тела. При этом можно выбрать то или иное представление инерционных, демпфирующих и силовых характеристик ОГП. Традиционно, инерционные характеристики ОГП в основном определяются осредненными моментами инерции блоков цилиндров гидромашин, демпфирующие характеристики – различными видами потерь мощности ОГП (механическими, объемными, гидравлическими), силовые характеристики – моментами, действующими на роторы гидромашин (ГМ) со стороны РЖ. Зависимость моментов от параметров функционирования ОГП может быть различной. С учетом приведенных замечаний, моменты, действующие со стороны сжимаемой РЖ, на роторы ГМ имеют вид [3, 4, 7]

$$\begin{cases} M_H = C_G (tg\gamma_H \cdot \alpha_H - tg\gamma_M \cdot \alpha_M) tg\gamma_H \\ M_M = C_G (tg\gamma_M \cdot \alpha_M - tg\gamma_H \cdot \alpha_H) tg\gamma_M, \end{cases}$$

где γ_H, γ_M – углы наклона шайбы насоса и упорного диска гидромотора;

α_H, α_M – обобщенные координаты, определяющие угловые перемещения роторов ГМ при крутильных колебаниях;

C_G – эквивалентная жесткость РЖ, определяемая по формуле

$$C_G = [2r^4 R^2 z^2 (\chi_1 + \chi_2)] / V_0,$$

здесь r, R, z – соответственно радиус плунжера, радиус разности осей цилиндров и количество плунжеров ГМ;

V_0 – суммарный объем РЖ в полостях сжатия (высокого и низкого давлений).

Переходя к вопросу определения демпфирующих характеристик, необходимо отметить, что среди различных видов потерь мощности в ОГП (механических, объемных, гидравлических) учитывались только потери, связанные с трением движущихся частей ГМ (плунжер-цилиндр; ротор-распределительный диск; подпятники-упорный диск), поскольку именно они оказываются существенными при крутильных колебаниях. Кроме того, принимался во внимание тот факт, что ОГП обладают сравнительно слабыми демпфирующими характеристиками по сравнению с другими узлами СП, и что, следовательно, важными являются не зависимости изменения моментов сил трения на периоде, а только их интегральные оценки за цикл колебаний. Таким образом, демпфирующие свойства ОГП фактически оценивались величиной коэффициента эквивалентного вязкого трения, определяемого из условия равенства работы сил трения в парах ГМ и работы сил эквивалентного вязкого трения

$$\beta = 4(M_1 + M_2 + M_3) / \Phi \omega_B \pi$$

где Φ – амплитуда колебаний ротора ГМ;

ω_B – частота возмущающего воздействия;

M_1, M_2, M_3 – соответственно, приведенные к валу ГМ моменты сил трения в парах:

плунжер-цилиндр, ротор-распределительный диск, подпятники-упорный диск, выражения для которых, сложным образом зависящие от конструктивных параметров ГМ и режимов работы ОГП, приведены в [4].

Поскольку дискретные модели ГСМП, как правило, имеют большое число степеней свободы и являются структурно сложными, то процесс безошибочного составления разрешающих уравнений без применения ЭВМ может оказаться проблематичным. С учетом изложенного, разработка и реализация аналитических алгоритмов описания и расчетов дискретно-континуальных моделей ГСМП на основе Д'Аламберой формы решения волновых уравнений и использования специальной системы компьютерной алгебры для составления уравнений ГСМП является актуальной проблемой.

3. Цель статьи

Целью статьи является описание алгоритма решения задачи анализа дискретно-континуальной модели ГСМП, т.е. получение всех динамических характеристик ГСМП, в том числе значений давления и скорости рабочей жидкости в любом сечении магистралей ОГП с течением времени.

4. Описание алгоритма

Исследование динамических процессов в ГСМП часто требует рассматривать их модели как многомассовые, структурно сложные, с наличием различных нелинейностей, в том числе, конструктивных и технологических. На рис. 1 представлена модель системы турбонаддува двигателя внутреннего сгорания транспортного средства, включающая в себя ОГП, ДМ и три роликовых механизма свободного хода, находящихся в замкнутом положении.

Модель имеет 20 степеней свободы. В качестве обобщенных координат выбраны углы поворота приведенных масс отдельных инерционных элементов ГСМП. Инерционных элементов – 34, упругих – 20, демпфирующих – 14, силовых – 12. На рисунке приведены соотношения между углами поворота 4-х звеньев дифференциального механизма (Φ_1 – водило; Φ_2 – эпицикл; Φ_C – сателлит; $\Phi_{Ц}$ – центральная шестерня). Пунктиром показана кинематическая связь между этими звеньями. $Z_э, Z_C$ – число зубьев эпицикла и сателлита. Построение уравнений математической модели ГСМП сколь угодно сложной структуры осуществляется специальной системой компьютерной алгебры на основе использования интуитивно понятного для инженера макроязыка комплекса «КИДИМ». Поэтому с целью экономии места и обеспечения большей наглядности при описании алгоритма, и никак не ограничивая общности предлагаемого подхода, рассмотрим модель ГСМП, представленную на рис. 2.

Данная модель описывается системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial V_1}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P_1}{\partial x} + 2aV_1 = 0, \quad \frac{\partial V_1}{\partial x} + \frac{1}{\rho c^2} \frac{\partial P_1}{\partial t} = 0 \\ \frac{\partial V_2}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P_2}{\partial x} + 2aV_2 = 0, \quad \frac{\partial V_2}{\partial x} + \frac{1}{\rho c^2} \frac{\partial P_2}{\partial t} = 0 \\ J_D \ddot{\varphi}_D + C_1 (\varphi_D - \varphi_H) = M_D \\ J_H \ddot{\varphi}_H + C_1 (\varphi_H - \varphi_D) = q_H (P_{1H} - P_{2H}) \\ J_M \ddot{\varphi}_M + C_2 (\varphi_M - \varphi_{нагр.}) = q_M (P_{1M} - P_{2M}) \\ J_{нагр.} \ddot{\varphi}_{нагр.} + C_2 (\varphi_{нагр.} - \varphi_M) = M_{нагр.} \\ e_H q_H \dot{\varphi}_H = fV_{1H}, \quad q_M \dot{\varphi}_M = fV_{1M} \\ e_H q_H \dot{\varphi}_H = -fV_{2H}, \quad q_M \dot{\varphi}_M = -fV_{2M} \end{array} \right. \quad (1)$$

Динаміка та міцність машин

$$\Phi_C = (1 + \alpha)\Phi_1 - \alpha\Phi_2; \quad \alpha = Z_3/Z_{14};$$

$$\Phi_{14} = (1 + \beta)\Phi_1 + \beta\Phi_2; \quad \beta = Z_3/Z_C;$$

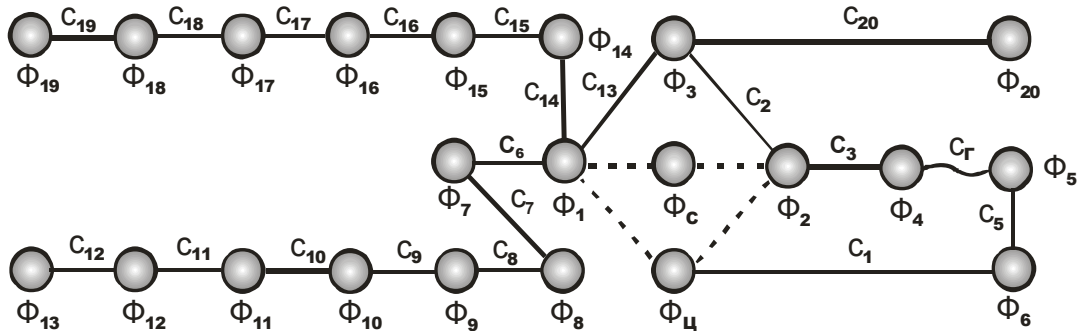


Рис. 1 – Модель системи турбонаддува двигателя внутрішнього згорання транспортного средства

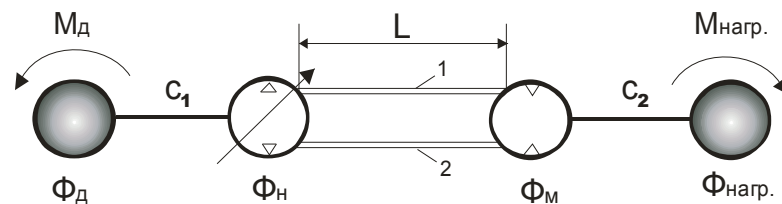


Рис. 2 – Модель гидромеханической силовой передачи

где $a = 16\nu / d^2$;
 $\rho c = \chi$;
 ν – кинематическая вязкость РЖ;
 d – диаметр магистралей;
 ρ – плотность РЖ;
 c – скорость звука в РЖ;
 χ – модуль объемной упругости РЖ;
 e – параметр регулирования;
 q – характерный объем гидромашин;
 f – площадь поперечного сечения магистралей ОГП;
 L – длина магистралей;

Индексы: «H» и «M» – относят величину к насосу и гидромотору соответственно; 1, 2 – индексы принадлежности соответственно к магистрали высокого и низкого давлений. С целью простоты изложения не приводятся также уравнения, учитывающие расходы утечек, перетечек и сжатия у насоса и гидромотора, уравнения, описывающие работу систем подпитки, регулирования давления в магистралях ОГП, а также работу системы предохранительных клапанов. Все перечисленные выше уравнения и многие другие, описывающие с любой степенью точности те или иные динамические процессы ОГП, без ограничения общности приведенных ниже результатов, могут быть включены в систему уравнений (1).

На интервале времени $0 \leq t \leq \frac{2L}{c}$ возмущения РЖ, порожденные насосом и отраженные от гидромотора, еще не достигли насоса. Дифференциальные уравнения для определения прямых волн давления $F_1(t)$ и $F_2(t)$ на этом временном отрезке на границе у насоса ($x=0$;) имеют вид:

$$\begin{cases} J_D \ddot{\varphi}_D + C_1(\varphi_D - \varphi_H) = M_D \\ J_H \ddot{\varphi}_H + C_1(\varphi_H - \varphi_D) = q_H (F_1(t) - F_2(t)) \\ e_H q_H \dot{\varphi}_H = \frac{f}{\rho c} F_1(t) = -\frac{f}{\rho c} F_2(t) \end{cases} \quad (2)$$

Давления и скорости в магистралях ОГП в любом сечении $x \in [0, L]$ на этом же интервале времени определим из соотношений:

$$\begin{cases} P_k(x, t) = F_k \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-\frac{ax}{c}} \\ V_k(x, t) = \frac{1}{\rho c} F_k \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-\frac{ax}{c}} \end{cases} \quad (k=1, 2) \quad (3)$$

здесь $P_k = P_{kp} - P_0$, где P_0 – давление подпитки, P_{kp} – полные давления в магистралях ОГП.

В интервале времени $\frac{L}{c} \leq t \leq \frac{3L}{c}$, у мотора ($x = L$) находим обратные волны давления G_1 и G_2 . Поскольку t отсчитывается от начала работы насоса, то у гидромотора: $G_1 = G_1 \left(t - \frac{L}{c} \right)$; $G_2 = G_2 \left(t - \frac{L}{c} \right)$. Таким образом, дифференциальные уравнения для определения обратных волн давления имеют вид:

$$\begin{cases} J_M \ddot{\varphi}_M + C_2 (\varphi_M - \varphi_{нагр.}) = q_M \left[F_1 \left(t - \frac{L}{c} \right) e^{-\frac{aL}{c}} + G_1 \left(t - \frac{L}{c} \right) - F_2 \left(t - \frac{L}{c} \right) e^{-\frac{aL}{c}} - G_2 \left(t - \frac{L}{c} \right) \right] \\ J_{нагр.} \ddot{\varphi}_{нагр.} + C_2 (\varphi_{нагр.} - \varphi_M) = M_{нагр.} \\ q_M \dot{\varphi}_M = \frac{f}{\rho c} \left[F_1 \left(t - \frac{L}{c} \right) e^{-\frac{aL}{c}} - G_1 \left(t - \frac{L}{c} \right) \right] = -\frac{f}{\rho c} \left[F_2 \left(t - \frac{L}{c} \right) e^{-\frac{aL}{c}} - G_2 \left(t - \frac{L}{c} \right) \right] \end{cases} \quad (4)$$

давления и скорости в произвольном сечении магистралей ОГП на указанном интервале времени $\frac{L}{c} \leq t \leq \frac{3L}{c}$ определяются так:

$$\begin{cases} P_k(x, t) = F_k \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-\frac{ax}{c}} + G_k \left(t + \frac{x}{c} - \frac{2L}{c} \right) e^{-\frac{a(L-x)}{c}} \\ V_k(x, t) = \frac{1}{\rho c} F_k \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-\frac{ax}{c}} - G_k \left(t + \frac{x}{c} - \frac{2L}{c} \right) e^{-\frac{a(L-x)}{c}} \end{cases} \quad (k=1, 2) \quad (5)$$

В интервале $\frac{2L}{c} \leq t \leq \frac{4L}{c}$ к насосу ($x=0$) будут подходить известные обратные волны $G_1 = e^{-\frac{aL}{c}} G_1 \left(t - \frac{2L}{c} \right)$ и $G_2 = e^{-\frac{aL}{c}} G_2 \left(t - \frac{2L}{c} \right)$, а также будут формироваться новые значения прямых волн $F_1(t)$ и $F_2(t)$, которые определим при интегрировании уравнений:

$$\begin{cases} J_D \ddot{\varphi}_D + C_1 (\varphi_D - \varphi_H) = M_D \\ J_H \ddot{\varphi}_H + C_1 (\varphi_H - \varphi_D) = q_H \left[F_1(t) + G_1 \left(t - \frac{2L}{c} \right) e^{-\frac{aL}{c}} - F_2(t) - G_2 \left(t - \frac{2L}{c} \right) e^{-\frac{aL}{c}} \right] \\ e_H q_H \dot{\varphi}_H = \frac{f}{\rho c} \left[F_1(t) - G_1 \left(t - \frac{2L}{c} \right) e^{-\frac{aL}{c}} \right] = -\frac{f}{\rho c} \left[F_2(t) - G_2 \left(t - \frac{2L}{c} \right) e^{-\frac{aL}{c}} \right] \end{cases} \quad (6)$$

Формулы для определения $P_k(x, t)$ и $V_k(x, t)$:

Динаміка та міцність машин

$$\begin{cases} P_k(x, t) = F_k \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-\frac{ax}{c}} + G_k \left(t + \frac{x}{c} - \frac{2L}{c} \right) e^{-\frac{a(L-x)}{c}} \\ V_k(x, t) = \frac{1}{\rho c} F_k \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-\frac{ax}{c}} - G_k \left(t + \frac{x}{c} - \frac{2L}{c} \right) e^{-\frac{a(L-x)}{c}} \end{cases} \quad (7)$$

На всех последующих интервалах времени для нахождения волн давления и определения давлений и скоростей в любом сечении магистралей ОГП для гидромотора используются формулы (4) и (5), а для насоса – (6) и (7).

Выводы

Приведенный алгоритм нахождения динамических характеристик ГМСП, включая давления и скорости рабочей жидкости в магистралах ОГП, может быть применен для решения задач анализа сколь угодно сложных моделей ГМСП при любом уровне детализации математического описания узлов гидрообъемного привода и любых режимах его функционирования.

Список использованных источников:

1. Александров Е. Е. Автоматизированное управление гидрообъемными трансмиссиями и механизмами поворота гусеничных машин / Е. Е. Александров. – Харьков, ХГПУ, 1995. – 176 с.
2. Вейц В. Л. Динамические расчеты приводов машин / В. Л. Вейц, А. Е. Кочура, А. М. Мартыненко. – Л. : Машиностроение, 1971. – 352 с.
3. Дружинин Е. И. Динамические модели силовых цепей машин с гидрообъемными передачами / Е. И. Дружинин, Л. И. Штейнвольф // Теория механизмов и машин. – 1984. – Вып. 36. – С. 95-102.
4. Дружинин Е. И. Определение демпфирующих характеристик аксиально-плунжерных гидрообъемных машин / Е. И. Дружинин, Л. И. Штейнвольф // Теория механизмов и машин. – 1984. – Вып. 37. – С. 47-53.
5. Пасынков Р. М. Расчет гидрообъемных трансмиссий с учетом динамических нагрузок / Р. М. Пасынков, М. М. Гайцгори // Вестник машиностроения. – 1967. – № 10. – С. 47-51.
6. Кисточкин Е. С. Динамическая модель многopotочных бесступенчатых передач с гидрообъемным регулирующим контуром // Е. С. Кисточкин. – Машиноведение. – 1978. – № 5. – С. 32-37.
7. Дружинин Е. И., Драгун С.В. Динамические модели гидромеханических силовых передач транспортных машин, учитывающие неравномерность подачи объемной гидropередачи / Е. И. Дружинин, С. В. Драгун // Теория механизмов и машин. – 1987. – Вып. 42. – С. 51-52.

References

1. Aleksandrov, Ye 1995, *Avtomatizirovannoye upravlenie gidroobyemnymi transmissiyami i mekhanizmami povorota gusenichnykh mashin*, KhGPU, Kharkiv.
2. Veyts, V, Kochura, A & Martynenko, A 1971, *Dinamicheskiye raschety privodov mashin*, Mashinostroyeniye, Leningrad.
3. Druzhinin, Ye & Shteynvolf, L 1984, 'Dinamicheskiye modeli silovykh tsepey mashin s gidroobyemnymi peredachami', *Teoriya mekhanizmov i mashin*, iss. 36, pp. 95-102.
4. Druzhinin, Ye & Shteynvolf, L 1984, 'Opredeleniye dempfiruyushchikh kharakteristik aksialno-plunzhernykh gidroobyemnykh mashin', *Teoriya mekhanizmov i mashin*, iss. 37, pp. 47-53.
5. Pasyнков, R & Gaytsgori, M 1967, 'Raschet gidroobyemnykh transmissiy s uchetom dinamicheskikh nagruzok', *Vestnik mashinostroyeniya*, no. 10, pp. 47-51.
6. Kistochkin, Ye 1978, *Dinamicheskaya model mnogopotochnykh besstupenchatykh peredach s gidroobyemnym reguliruyushchim konturom*, Mashinovedeniye, no. 5, pp. 32-37.
7. Druzhinin, Ye & Dragun, S 1987, 'Dinamicheskiye modeli gidromekhanicheskikh silovykh peredach transportnykh mashin, uchityvayushchiye neravnomernost podachi obyemnoy gidropereдачи', *Teoriya mekhanizmov i mashin*, iss. 42, pp. 51-52.

Стаття надійшла до редакції 15 червня 2016 р.