

ISSN 0002-3566 (print)

УДК 621.83.062.

Поступила в редакцию 05.02.2016

Received 05.02.2016

Д. А. Дубовик, В. И. Прибыльский*Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск, Беларусь***ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН.
РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ**

Высокий КПД, бесступенчатое регулирование скорости и мощности все более привлекает потребителей и производителей мобильных машин технологического назначения (особенно сельскохозяйственных) к применению многопоточных трансмиссий. К настоящему времени из 80% мирового рынка тракторной техники 18% составляют тракторы с гидрообъемно-механическими трансмиссиями (ГОМТ).

Целью данной статьи является разработка методики определения работоспособности возможных схем ГОМТ. Так как из литературных источников известно, что только основных структурных схем ГОМТ может быть 12 одноконтурных (один дифференциал) и 288 двухконтурных (два дифференциала). Для этого предложен метод оценки работоспособности возможных схем ГОМТ по критерию непрерывности функции угловых скоростей звеньев от параметров регулирования гидромашин. Для реализации метода разработана методика расчета кинематических и силовых параметров составлением и решением уравнений, описывающих взаимодействия компонентов одноконтурных и двухконтурных схем ГОМТ. Установлены аналитические зависимости для определения точек разрыва второго рода функции угловых скоростей звеньев от параметров регулирования, рабочего объема гидромашин, передаточного отношения планетарного ряда дифференциалов.

Разработаны алгоритм и программа расчетов выбора неработоспособных схем ГОМТ. На примере расчетов и анализа вариантов схем для колесного трактора тягового класса 4 установлены условия, при которых трансмиссия теряет работоспособность вследствие превышения угловых скоростей звеньев их допустимым значениям. В результате данный метод позволяет исключить из рассмотрения 5 вариантов одноконтурных и 257 из 576 вариантов двухконтурных схем ГОМТ.

Ключевые слова: мобильные машины, гидрообъемно-механические трансмиссии, гидрообъемные передачи, дифференциалы, одноконтурные, двухконтурные схемы, расчет, анализ, работоспособность.

D. A. Doubovik, V. I. Prybylski*The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus***HYDROSTATIC-MECHANICAL TRANSMISSIONS OF MOBILE MACHINES.
CALCULATION OF KINEMATIC AND FORCE PARAMETERS**

High efficiency, stepless regulation of speed and power increasingly attracts consumers and manufacturers of technological mobile machines, especially agricultural, to use multi-flow transmissions. To date, amongst 80% of the world market of tractor equipment, produced by leading manufacturers, 18% are tractors with hydrostatic-mechanical transmissions.

The aim of this work is to develop a methodology for determining the ability to work of hydrostatic-mechanical transmissions possible schemes. From the literature it is known that 12 single-circuit (with one differential) and 288 double-circuit (with two differentials) there can be only the main structural schemes of hydrostatic-mechanical transmissions. To achieve the aim, a method for estimating an ability to work of possible schemes of hydrostatic-mechanical transmissions according to the criterion of continuity of the function of angular velocities of the links from the regulation parameters of hydraulic machines is proposed. To implement the proposed method, a methodology of calculation of kinematic and power parameters by means of appraising and solving equations that describe the interaction between the elements of single-circuit and double-circuit schemes of hydrostatic-mechanical transmissions, is developed. Analytical dependences for determination of points of discontinuity of the second kind of function of angular velocities of links from the regulation parameters and the working volume of hydraulic machines, the gear ratio of planetary gear set of differential, are determined.

The calculation algorithm and the software for selection of the inoperative scheme of hydrostatic-mechanical transmissions are developed. For example, by means of calculations and analysis of variants of schemes for wheeled tractor of tractive class 4, the conditions under which the transmission loses ability to work due to exceeding of angular velocities of

links their allowable values, were defined. As a result, the method allows excluding from consideration 5 variants of single-circuit schemes and 257 variants from the 576 double-circuit schemes of hydrostatic-mechanical transmissions.

Keywords: mobile machines, stepless regulation of speed, hydrostatic-mechanical transmission, hydrostatic transmission, differentials, single-circuit and double-circuit schemes, regulation parameters of hydraulic machines calculation, analysis, operability.

Введение. Одним из направлений повышения технического уровня мобильных машин технологического назначения (сельскохозяйственная, строительная, коммунальная, дорожная техника и т.д.) является разработка и применение многопоточных трансмиссий для привода ведущих колес и рабочих органов [1]. Эти трансмиссии позволяют осуществлять бесступенчатое регулирование скорости движения машины, снижать расход топлива за счет оптимизации режимов управления двигателем и подводом потоков мощности к различным потребителям, оптимизировать технологические операции автоматическим управлением процессами [2].

К настоящему времени существенно отработаны бесступенчатые трансмиссии с необходимым для мобильных машин диапазоном регулирования передаточных чисел двух типов: электрические и гидрообъемные [3]. При практически одинаковом уровне КПД, который оценивается в диапазоне значений 0,8–0,825, по массогабаритным параметрам и стоимости электрическая передача на современном этапе развития техники уступает гидрообъемной [4]. За последние три десятилетия практически в два раза улучшились технологические показатели гидрообъемных передач [5]: уменьшились средние рабочие зазоры в торцевом распределителе (с 30–40 мкм до 15–20 мкм), в поршневой группе (с 15–20 мкм до 7–10 мкм), более чем на 50% выросло максимальное рабочее (клапанное) давление в объемных гидромашинах. Это позволяет обеспечивать необходимые диапазоны регулирования скоростей и моментов за счет гидрообъемной передачи (ГОП) [6]. Поэтому большинство многопоточных трансмиссий составляют гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ). Из 400 тыс. тракторов, ежегодно выпускаемых такими известными корпорациями, как CNH, объединяющая фирмы Case IH, New Holland (США) и Steyr (Австрия); AGCO, объединяющая фирмы Fendt (Германия), Massey Ferguson, Challenger (США) и Valtra (Финляндия); SDF, объединяющая фирмы Same, Lamborghini (Италия) и Deutz-Fahr (Германия), а также двумя крупнейшими компаниями John Deere (США) и Claas (Германия), что составляет более 80% мирового рынка тракторной техники, 18% тракторов оснащены ГОМТ [7]. При этом с улучшением характеристик гидромашин область применения ГОМТ расширяется как по числу моделей тракторов, так и по передаваемой мощности. Вопросам расчета основных параметров ГОМТ посвящены работы [4–7], в которых рассматриваются только одноконтурные схемы.

Конструкторской проработке каждой трансмиссии предшествует ее проектный расчет, в ходе которого оценивается работоспособность принимаемой для конструирования схемы. Поэтому разработка методики определения работоспособности возможных схем ГОМТ является актуальной задачей и составляет цель настоящей статьи.

Расчет кинематических и силовых параметров. На этапе проектного расчета при оценке работоспособности различных схем ГОМТ возможно ограничиться расчетами без учета потерь мощности. Основной формулой для кинематических расчетов планетарных передач является формула Виллиса [8], которую целесообразно использовать в виде уравнения [6]

$$\omega_{1*} - k\omega_{2*} + (k - 1)\omega_{3*} = 0, \quad (1)$$

где ω_{1*} – угловая скорость солнечной шестерни; ω_{2*} – угловая скорость коронной шестерни; ω_{3*} – угловая скорость водила; k – постоянная дифференциала (внутреннее передаточное отношение планетарного ряда).

Для расчетов гидрообъемной передачи служит уравнение

$$e_1q_1\omega_{e1} - e_2q_2\omega_{e2} = 0, \quad (2)$$

где ω_{e1} , ω_{e2} – угловая скорость вала соответственно гидромашин 1 и гидромашин 2, e_1 , e_2 – параметр регулирования, q_1 , q_2 – рабочий объем соответственно гидромашин 1 и 2.

Для описания методики расчета кинематических и силовых параметров целесообразно рассмотреть отдельно одноконтурные (с одним дифференциальным механизмом) и двухконтурные (с двумя дифференциальными механизмами) схемы ГОМТ [8, 9].

Одноконтурные схемы. На рис. 1, а приведена расчетная схема одноконтурной ГОМТ с дифференциалом на выходе. Согласно расчетной схеме, для первого варианта схемы уравнения кинематики описываются системой

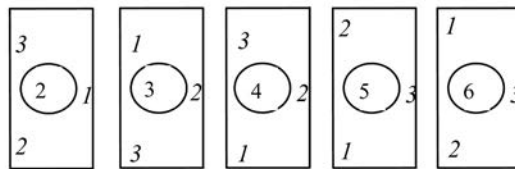
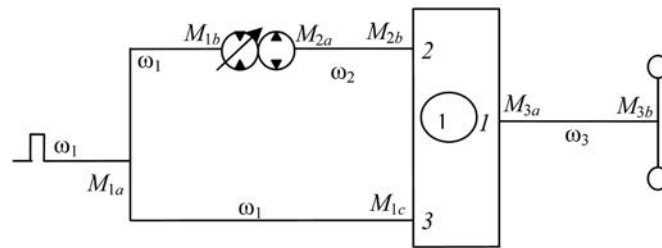
$$\begin{cases} \omega_3 - k\omega_2 + (k-1)\omega_1 = 0; \\ e_1q_1\omega_1 - e_2q_2\omega_2 = 0, \end{cases} \quad (3)$$

Для анализа работоспособности схем ГОМТ целесообразно решать системы уравнений в матричном виде

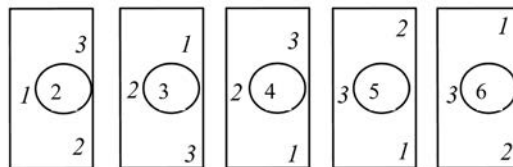
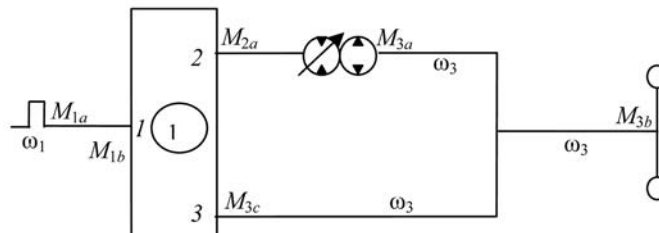
$$\Omega = K_{\omega}^{-1} \times C_{\omega}, \quad (4)$$

где $K_{\omega} = \begin{vmatrix} -k & 1 \\ e_2 & q_2 \end{vmatrix}$ – матрица коэффициентов для первого варианта схемы одноконтурной ГОМТ;

$C_{\omega} = \begin{vmatrix} -(k-1)\omega_1 \\ e_1q_1\omega_1 \end{vmatrix}$ – матрица свободных членов; $\Omega_{1\text{вых}} = \begin{vmatrix} \omega_2 \\ \omega_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{e_1q_1}{e_2q_2}\omega_1 \\ \frac{e_1q_1k - e_2q_2(k-1)}{e_2q_2}\omega_1 \end{vmatrix}$ – решение относительно искомых угловых скоростей.



а



б

Рис. 1. Расчетная схема одноконтурной ГОМТ с дифференциалом на выходе (а) и входе (б): 1 – солнечная шестерня; 2 – коронная шестерня; 3 – водило; ω_1, ω_3 – угловая скорость соответственно вала двигателя и выходного вала дифференциала; M_{1a}, M_3 – крутящий момент на валу соответственно двигателя и выходного вала дифференциала; цифры в окружностях (1–6) – варианты сочетаний звеньев дифференциала

Как видно из решения, первая схема математически может иметь бесконечное передаточное отношение при $e_2 = 0$, но практически это исключено, так как для аксиально-поршневых гидромоторов с наклонным диском допускается $e_{2\min} = 0,333$, с наклонным блоком цилиндров – $e_{2\min} = 0,25$ [8], иначе гидромотор заклинивает.

Система уравнений, описывающая крутящие моменты для этой схемы, согласно статике имеет вид

$$\begin{cases} M_{3a} + M_{2b} + M_{1c} = 0; \\ M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; \\ M_{3a}k + M_{2b} = 0; \\ M_{1b} + \frac{e_1q_1}{e_2q_2}M_{2a} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Тогда решение следующее:

$$M = K^{-1} \times C, \quad (6)$$

где $K = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{e_1q_1}{e_2q_2} & 0 & 1 & 0 \end{vmatrix}$ – матрица коэффициентов для первого варианта схемы одноконтур-

ной ГОМТ; $C = \begin{vmatrix} -M_{3a} \\ 0 \\ -M_{3a}k \\ 0 \end{vmatrix}$ – матрица свободных членов; M – матрица крутящих моментов, прило-

женных к звеньям ГОМТ.

В результате решения уравнения (6) получается матрица определяемых крутящих моментов на звеньях ГОМТ:

$$M_{1\text{вх}} = \begin{vmatrix} M_{2b} \\ M_{1c} \\ M_{1b} \\ M_{1a} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -kM_{3a} \\ (k-1)M_{3a} \\ -\frac{e_1q_1k}{e_2q_2}M_{3a} \\ \frac{e_1q_1k - e_2q_2(k-1)}{e_2q_2}M_{3a} \end{vmatrix}. \quad (7)$$

Имея значения угловых скоростей и крутящих моментов звеньев ГОМТ, можно получить величины мощностей на входе и выходе звеньев по следующим формулам:

для механической части ГОМТ

$$N_i = M_i\omega_i, \quad (8)$$

для гидравлической части

$$N_i = \Delta p_i Q_i = \Delta p_i e_i q_i \omega_i, \quad (9)$$

где $\Delta p_i = \frac{M_i}{e_i q_i}$ – перепад давления; Q_i – расход жидкости в гидромашине.

Аналогично рассчитываются кинематические и силовые характеристики остальных схем с дифференциалом на выходе. На рис. 1, б показана расчетная схема для ГОМТ с дифференциалом на входе. Члены матричного выражения и решение относительно угловых скоростей (4) для первого варианта имеют следующий вид:

$$C_\omega = \begin{vmatrix} -\omega_1 \\ 0 \end{vmatrix}; \quad K_\omega = \begin{vmatrix} -k & k-1 \\ e_1q_1 & -e_2q_2 \end{vmatrix}; \quad \Omega_{1\text{вх}} = \begin{vmatrix} \omega_2 \\ \omega_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{e_2q_2}{e_2q_2k - e_1q_1(k-1)}\omega_1 \\ \frac{e_1q_1}{e_2q_2k - e_1q_1(k-1)}\omega_1 \end{vmatrix}. \quad (10)$$

Система уравнений статики для первого варианта

$$\begin{cases} M_{3b} + M_{3a} + M_{3c} = 0; \\ M_{1b}k + M_{2a} = 0; \\ M_{1b} + M_{2a} + M_{3c} = 0; \\ M_{2b} + \frac{e_1q_1}{e_2q_2}M_{3a} = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Члены матричного выражения и решение (6) относительно крутящих моментов для этого варианта имеют вид:

$$K = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & k \\ 0 & 1 & 1 & 1 \\ \frac{e_1q_1}{e_2q_2} & 0 & -1 & 0 \end{vmatrix}; C = \begin{vmatrix} -M_{3b} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}; M_{1bx} = \begin{vmatrix} M_{3a} \\ M_{3c} \\ M_{2a} \\ M_{1b} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{e_2q_2k}{e_2q_2k - e_1q_1(k-1)}M_{3b} \\ \frac{e_1q_1(k-1)}{e_2q_2k - e_1q_1(k-1)}M_{3b} \\ \frac{e_1q_1k}{e_2q_2k - e_1q_1(k-1)}M_{3b} \\ \frac{e_1q_1}{e_2q_2k - e_1q_1(k-1)}M_{3b} \end{vmatrix}. \quad (12)$$

Из анализа выражения (12) следует, что условием для возникновения состояния неработоспособности схемы ГОМТ является нулевое значение знаменателей решений матричного уравнения

$$e_2q_2k - e_1q_1(k-1) = 0. \quad (13)$$

Для анализа (13) проведен расчет ГОМТ, выполненной по одноконтурной схеме с исходными данными, близкими к характеристикам колесного трактора тягового класса 4: масса трактора 9000 кг, радиус колес 0,85 м, коэффициент сопротивления движению 0,5, частота вращения двигателя 2250 об/мин; максимальный рабочий объем гидромашин $q_1 = q_2 = 1300/2\pi$ (см³/рад) [6].

Решение уравнения (13) относительно e_1 дает зависимость $e_{1\infty} = \frac{e_2kq_2}{(k-1)q_1}$ или при $q_2 = q_1$ $k = -3$, $e_2 = 1$, $e_{1\infty} = 0,75$. При этом значении e_1 угловые скорости выходных звеньев дифференциала рассматриваемого варианта ГОМТ математически будут равны бесконечности и поменяют направление вращения на противоположное.

На рис. 2 приведены графические зависимости угловой скорости ω_3 (рис. 2, а) и крутящего момента M_{3a} (рис. 2, б) на валу гидромашин 2 для двух режимов работы гидрообъемной передачи: с регулируемой гидромашинной 1 в прямом и обратном потоках ($e_1 = -1, \dots, 0, \dots, 1$) и нере-

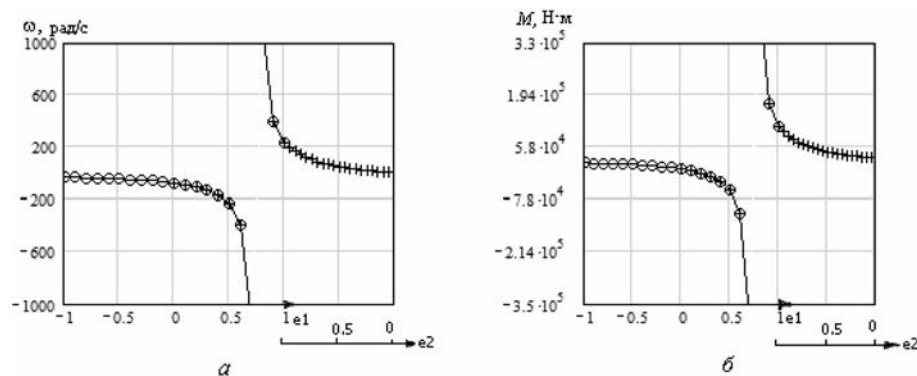


Рис. 2. Графики зависимостей: а – угловые скорости ω_3 ; б – крутящие моменты M_3 на валу гидромотора с разрывом при параметре регулирования $e_1 = 0,75$

гулируемой гидромашиной 2 ($e_2 = 1$); с регулируемой гидромашиной 1 (насос) в прямом потоке ($e_1 = 0, \dots, 1; e_2 = 1$) и регулируемой ($e_1 = 1; e_2 = 0, \dots, 1$) гидромашиной 2 (мотор).

Угловая скорость вала, связанного с коронной шестерней и насосом соответственно его параметру регулирования $e_1 = 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0$, имеет значения $\omega_2 = -235,619; -392,699; -1,178 \cdot 10^3; 1,178 \cdot 10^3; 392,699; 235,619$. В точке $e_1 = 0,75$ левосторонний и правосторонний пределы функции $\omega_3 = f(e_1)$ равны $-\infty$ и $+\infty$ (рис. 2), т. е. функция имеет точку разрыва второго рода. Физически это означает, что ГОМТ неработоспособна.

Кроме того, схема может быть неработоспособной и в определенном интервале значений e_1 вблизи точки разрыва вследствие превышения допустимых величин скоростей. Например, согласно каталогам фирмы Sauer Danfoss, максимальная угловая скорость насоса составляет 356 рад/с, гидромотора – 262–293 рад/с (соответственно с рабочим объемом $2\pi q_2 = 110\text{--}160 \text{ см}^3$).

Аналогично из уравнения (13) следует зависимость $e_{2\infty} = e_1(k-1)q_1/kq_2$ при тех же условиях, но $e_1 = 1$, а $e_{2\infty}$ соответствует расчетному значению 1,333, которое не входит в интервал возможных значений параметров регулирования гидромашин.

Кроме параметров регулирования e_1 и e_2 в уравнении (13) есть постоянная дифференциала k , которая при изменении в диапазоне 1,4–5,0 практически не влияет на условия возникновения бесконечной скорости (соответственно $e_{2\infty} = 0,5337\text{--}0,7624$). Примерно в таком же диапазоне изменяются параметры регулирования $e_{1\infty}$ и $e_{2\infty}$ при расчетах (по данным [6]) ГОМТ с согласующими зубчатыми передачами для двигателя и гидромашин или дифференциалов. Однако изменения максимальных рабочих объемов гидромашин q_1, q_2 (например, увеличение рабочего объема гидромашин 2 до 250 см^3) приводит к исключению условий возникновения точки разрыва в рабочем диапазоне при регулируемой гидромашине 1 и к возникновению этих условий при регулируемых обеих гидромашинах. Вместе с тем увеличение практически вдвое рабочего объема гидромашин уменьшает КПД, материалоемкость и другие параметры, поэтому нецелесообразно.

Решение для второго варианта схемы с дифференциалом на входе дает при тех же исходных данных бесконечные передаточные отношения для регулируемого гидромотора при $e_{2\infty} = 0,75$ и $e_1 = 1$.

Для третьего варианта при тех же исходных данных бесконечное передаточное отношение имеет место при $e_{1\infty} = 0,25, e_2 = 1$, но при $k = -4,5$ $e_{1\infty} = 0,1818$; в четвертом варианте бесконечное передаточное отношение – для регулируемого гидромотора при $e_{2\infty} = 0,25$ и $e_1 = 1$ $k = -3$. В пятом варианте бесконечные передаточные отношения не могут возникнуть при любых реальных значениях параметров регулирования e_1 и e_2 . Для шестого варианта бесконечные передаточные отношения могут возникнуть при $k = -3$ и $e_2 = 1, e_{1\infty} = -0,22$, т. е. при обратном потоке ГОП.

В одноконтурных ГОМТ с дифференциалом на выходе бесконечные передаточные отношения звеньев возникают при регулируемой гидромашине 1 в 3 схемах из 6, а при обеих регулируемых гидромашин – в 2 схемах из 6.

Двухконтурные схемы. Двухконтурные схемы ГОМТ (рис. 3) подразделяются на 3 группы [8]: с параллельным соединением дифференциалов (рис. 3, а, б, в), с последовательным соединением дифференциалов (рис. 3, г, д, е) и с параллельно-последовательным соединением дифференциалов (рис. 3, ж, з). Поскольку оба дифференциала имеют по 3 звена, то их сочетания образуют 288 вариантов схем, вследствие чего расчеты становятся более сложными и громоздкими.

Кинематические характеристики двухконтурных ГОМТ описываются системами уравнений – два уравнения механические, связывающие угловые скорости основных звеньев обеих дифференциалов, и одно уравнение гидравлическое, связывающее угловые скорости роторов гидромашин. Крутящие моменты звеньев ГОМТ описываются восьмью уравнениями механики и одним гидравлическим, причем последнее преобразуются из двух уравнений (для каждой гидромашин) исключением перепада давления $\Delta p = -M_{2a}/e_2q_2$. Для варианта 1 двухконтурной схемы с параллельными дифференциалами и ГОП на входе, согласно рис. 3, а, системы уравнений имеют вид

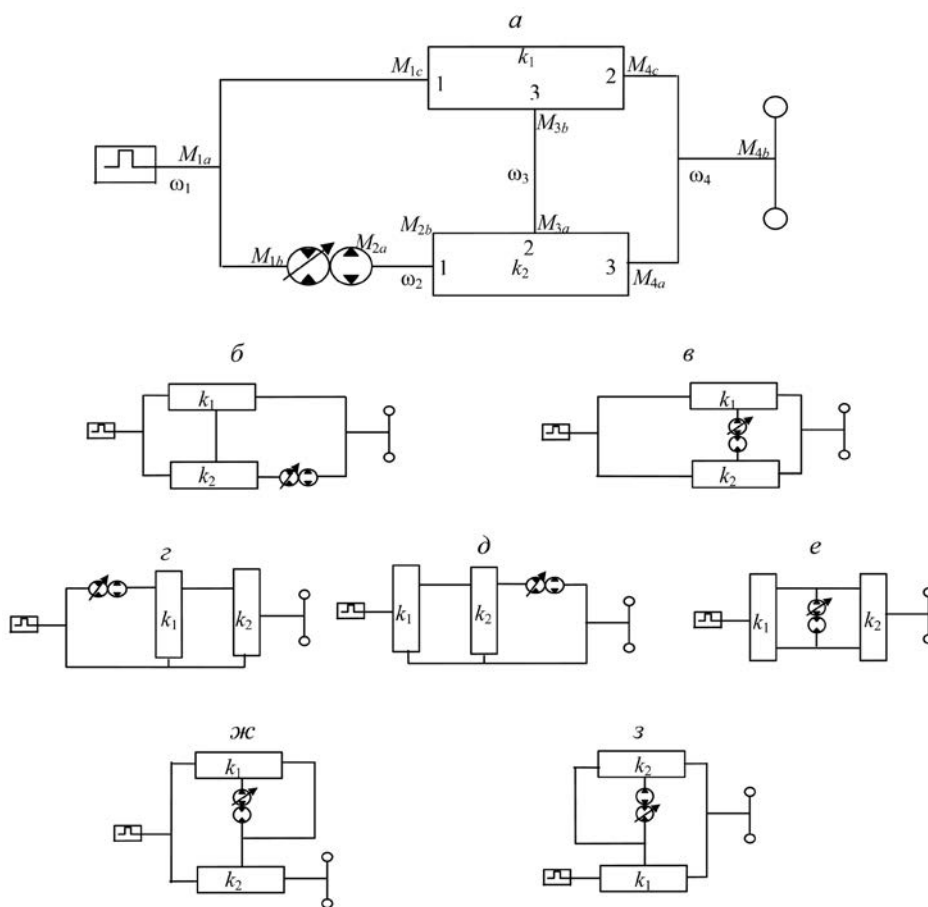


Рис. 3. Расчетная схема двухконтурной ГОМТ: *а, б, в* – параллельное соединение дифференциалов; *г, д, е* – последовательное соединение дифференциалов; *ж, з* – параллельно-последовательное соединение дифференциалов; *1* – солнечная шестерня; *2* – коронная шестерня; *3* – водило; k_1, k_2 – передаточное отношение планетарного ряда соответственно дифференциала 1 и дифференциала 2; ω_1, ω_4 – угловая скорость соответственно вала двигателя и выходного вала дифференциала; M_1, M_{4b} – крутящий момент на валу соответственно двигателя и выходного вала дифференциала; сочетания звеньев дифференциалов определяются согласно таблице

$$\begin{cases}
 M_{4c} + M_{4b} + M_{4a} = 0; \\
 M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; \\
 M_{1c} + M_{3b} + M_{4c} = 0; \\
 M_{2b} + M_{3a} + M_{4a} = 0; \\
 M_{2b}k_2 + M_{3a} = 0; \\
 M_{1c}k_1 + M_{4c} = 0; \\
 M_{3a} + M_{3b} = 0; \\
 M_{2a} + M_{2b} = 0; \\
 M_{1b} + \frac{e_1q_1}{e_2q_2}M_{2a} = 0. \\
 \omega_1 - k_1\omega_4 + (k_1 - 1)\omega_3 = 0; \\
 \omega_2 - k_2\omega_3 + (k_2 - 1)\omega_4 = 0; \\
 e_1q_1\omega_1 - e_2q_2\omega_2 = 0,
 \end{cases} \quad (14)$$

Соответственно матрицы, составляющие уравнения (4), (6) для угловых скоростей и крутящих моментов, следующие:

$$C_\omega = \begin{vmatrix} -\omega_1 \\ 0 \\ -e_1q_1\omega_1 \end{vmatrix}; \quad K_\omega = \begin{vmatrix} 0 & k_1 - 1 & -k_1 \\ 1 & -k_2 & k_2 - 1 \\ -e_2q_2 & 0 & 0 \end{vmatrix}; \quad (15)$$

$$M = \begin{pmatrix} M_{4c} \\ M_{4a} \\ M_{1b} \\ M_{1a} \\ M_{1c} \\ M_{2a} \\ M_{3a} \end{pmatrix}; C = \begin{pmatrix} M_{4b} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; K = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & k_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & \frac{e_1 q_1}{e_2 q_2} & 0 \end{pmatrix}. \quad (16)$$

Решения данных уравнений имеют вид:
относительно угловых скоростей

$$\Omega = \begin{pmatrix} \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{e_1 q_1}{e_2 q_2} \omega_1 \\ \frac{e_1 q_1 k_1 + e_2 q_2 (k_2 - 1)}{e_2 q_2 (k_1 + k_2 - 1)} \omega_1 \\ \frac{e_2 q_2 k_2 + e_1 q_1 (k_1 - 1)}{e_2 q_2 (k_1 + k_2 - 1)} \omega_1 \end{pmatrix}, \quad (17)$$

относительно крутящих моментов

$$M = \begin{pmatrix} M_{4c} \\ M_{4a} \\ M_{1b} \\ M_{1a} \\ M_{1c} \\ M_{2a} \\ M_{3a} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2 - 1} M_{4b} \\ \frac{k_2 (k_1 - 1) - k_1 + 1}{k_1 + k_2 - 1} M_{4b} \\ \frac{e_1 q_1 (k_1 - 1)}{e_2 q_2 (k_1 + k_2 - 1)} M_{4b} \\ -\frac{e_2 q_2 k_2 + e_1 q_1 (k_1 - 1)}{e_2 q_2 (k_1 + k_2 - 1)} M_{4b} \\ \frac{k_2}{k_1 + k_2 - 1} M_{4b} \\ -\frac{k_1 - 1}{k_1 + k_2 - 1} M_{4b} \\ -\frac{k_2 (k_1 - 1)}{k_1 + k_2 - 1} M_{4b} \end{pmatrix}. \quad (18)$$

Если рассмотреть схему по варианту 2 согласно таблице, то в системах уравнений (14) изменятся уравнения, описывающие угловые скорости и крутящие моменты звеньев соответственно изменяемому дифференциалу 1. Это первое уравнение в системе скоростей – $\omega_1 - k_1 \omega_3 + (k_1 - 1) \omega_4 = 0$ и шестое уравнение в системе моментов – $M_{1c} k_1 + M_{3b} = 0$. Таким образом, эти уравнения изменяются в вариантах 1–6, в варианте 7 эти уравнения опять будут, как в системах (14), но изменятся уравнения, описывающие дифференциал 2: второе уравнение в системе скоростей ($\omega_{21} - k_2 \omega_4 + (k_1 - 1) \omega_3 = 0$) и пятое уравнение в системе моментов ($-M_{2a} k_2 + M_{4a} = 0$). И так в каждом блоке из шести сочетаний элементов дифференциала по таблице, всего 36 вариантов.

Аналогично составляются и решаются уравнения для двухконтурных ГОМТ с параллельным соединением дифференциалов и ГОП на выходе (рис. 3, б), также с размещением ГОП между дифференциалами (рис. 3, в), по 36 вариантов, а всего 108 вариантов. С последовательным соединением дифференциалов (рис. 3, г, д, е) также насчитывается 108 вариантов схем для ГОМТ.

Алгоритм образования вариантов схем двухконтурных ГОМТ для схемы рис. 3, а

Вариант схемы	Дифференциал 1			Дифференциал 2		
	ω_1	ω_4	ω_3	ω_2	ω_3	ω_4
1	1	2	3	1	2	3
2	1	3	2	1	2	3
3	2	1	3	1	2	3
4	2	3	2	1	2	3
5	3	2	1	1	2	3
6	3	1	2	1	2	3
7	1	2	3	1	3	2
...
12	3	1	2	1	3	2
13	1	2	3	2	1	3
...
18	3	1	2	2	1	3
19	1	2	3	2	3	1
...
24	3	1	2	2	3	1
25	1	2	3	3	2	1
...
30	3	1	2	3	2	1
31	1	2	3	3	1	2
...
36	3	1	2	3	1	2

Для схем ГОМТ с параллельно-последовательным соединением дифференциалов (рис. 3, ж, з) существует еще 72 схемы. К этим вариантам необходимо добавить и варианты сочетаний постоянных дифференциалов k_1 и k_2 в диапазоне 1,5 – 5 [8].

Для рационального количества значений постоянных k дифференциалов можно использовать ЛПт-последовательности, которые применяются для многокритериальной оптимизации. Математическая теория этих последовательностей подробно представлена например, в [10], причем доказано, что равномерность многомерной функции $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ нарушается уже при $f(x_1, x_2)$, если x_1, x_2, \dots, x_n разбиваются на равные интервалы. Кроме того, на следующих этапах данных исследований для выбора оптимальных параметров ГОМТ целесообразно использовать методы многокритериальной оптимизации [10]. В [10] также приводятся алгоритм и подпрограмма расчета (на языке Fortran) пробных точек для перебора значений постоянных дифференциалов k . При выборе количества пробных точек для величины k их минимум составляет 32 значения, т. е. для каждого варианта из таблицы еще 32 варианта расчетов.

Программу расчета целесообразно составлять для каждой из восьми схем двухконтурных ГОМТ (например, для схемы на рис. 3, а) для трансмиссии трактора с исходными данными, указанными выше для ГОМТ, выполненной по одноконтурной схеме, и тех же параметров регулирования гидромашин ГОП.

Посредством математической ЛПт-последовательности подпрограммой [10] рассчитываются по 32 значения постоянных k_1 и k_2 соответствующих дифференциалов 1 и 2. Основной расчетной частью алгоритма программы расчетов являются уравнения (14)–(18).

Для варианта 1 схемы в программу вводятся вектор-столбцы свободных членов и матрицы коэффициентов угловых скоростей (15) и крутящих моментов (16) звеньев ГОМТ. Угловые скорости звеньев рассчитываются подпрограммой по формуле (17) с составлением определителя, алгебраического дополнения и обратной матрицы коэффициентов уравнения. При этом расчет производится дважды – для схемы с нерегулируемым и обратимым гидромотором и для схемы с регулируемым гидромотором. Результаты расчетов сводятся в таблицы для контроля и анализа. Аналогично можно рассчитать и крутящие моменты звеньев по формуле (18).

Для определения вариантов схем ГОМТ, у которых функция угловой скорости звеньев имеет точку разрыва, необходим алгоритм анализа рассчитанных кинематических характеристик по

признакам деления на нуль: определитель матрицы коэффициентов (17) $\Delta = 0$, но это редкий случай, так как значения угловых скоростей дискретны, как и значения параметров регулирования гидромашин e_1 и e_2 ; угловая скорость изменяет знак вращения с плюса на минус или с минуса на плюс; при перемене знака вращения значение параметра регулирования гидромашин 1 не равняется нулю; абсолютная разность между значениями при перемене знака – достаточно большое число.

По этим признакам анализируется угловая скорость выходного звена. Для рассматриваемых вариантов данной схемы (рис. 3, а) это ω_4 . При совпадении этих признаков в программе вычисляются значения e_1 и e_2 , k_1 и k_2 , соответствующие бесконечным передаточным отношениям, причем определяются дважды – для режимов с регулируемым и нерегулируемым гидромотором. Рассчитанные массивы значений сортируются по возрастанию подпрограммой по стандартному алгоритму.

Для варианта схемы 2, согласно сочетаниям звеньев дифференциалов в таблице, изменяется только первая строка в матрице коэффициентов уравнений угловых скоростей (шестая строка в матрице коэффициентов уравнений крутящих моментов). Расчет проводится по уже описанному алгоритму программы. И так 6 вариантов – первый блок. Во втором блоке вариантов и далее до шестого изменяется вторая строка в матрице коэффициентов уравнений угловых скоростей (и пятая строка в матрице коэффициентов уравнений крутящих моментов) также по таблице. Всего по данной схеме 6 блоков для 36 вариантов.

Результаты анализа условий для возникновения бесконечных передаточных отношений (скоростей и крутящих моментов) сводятся в таблицу, имеющую графы для обоих режимов регулирования гидромашин: максимальное $e_{1\max}$ и минимальное $e_{1\min}$ значения параметра регулирования гидромашин; значения постоянных k_1 и k_2 при $e_{1\max}$ и k_1, k_2 при $e_{1\min}$.

Результаты исследований и их анализ. В схемах двухконтурных ГОМТ с параллельным соединением дифференциалов и ГОП на входе (рис. 3, а) нет условий для возникновения бесконечных угловых скоростей звеньев. Однако при $k_1 = k_2$ варианты схем 2, 7, 16, 21, 30, 35, в которых одноименные звенья дифференциалов попарно связаны между собой напрямую или через ГОП, неработоспособны.

В схемах с ГОП на выходе (рис. 3, б) в режиме регулирования только насоса условия для бесконечных передаточных отношений возникают в 22 вариантах: 2, 4, 5, 7, 8, 10, 11, 16, 17, 19, 20, 21, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 34, 35 и из них 10 вариантов при обратном потоке, т. е. $e_{1\infty} < 0$: 5, 11, 17, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 34. В режиме регулирования обеих гидромашин условия для бесконечных передаточных отношений возникают в тех же вариантах при $e_{1\infty} > 0$ и добавляются варианты, удовлетворяющие $e_{2\infty}$ (1, 3, 9, 13, 14, 36), причем в вариантах 3, 13, 36 можно исключить схемы с некоторыми сочетаниями k_1 и k_2 , так как $e_{2\infty} < 0,3$.

В схемах с ГОП, расположенной между дифференциалами (рис. 3, в) в режиме регулирования одной гидромашин, условия для бесконечных угловых скоростей отмечаются в 23 вариантах (практически тех же, что и в предыдущей схеме) с добавлением 22-го варианта. Аналогично неработоспособны варианты схем в режиме регулирования обеих гидромашин. Всего по этой схеме с регулируемой гидромашинной 1 без возникновения бесконечных значений передаточных отношений могут работать 13 вариантов, а с регулируемыми обеими гидромашинными – 20 вариантов.

В схемах ГОМТ с последовательным соединением дифференциалов и ГОП на входе (рис. 3, г) у всех вариантов условия для бесконечных угловых скоростей не отмечаются при любых значениях параметров.

В схемах с последовательным соединением дифференциалов и ГОП на выходе (рис. 3 д) в режиме регулирования только гидромашинной 1 условия для возникновения бесконечных передаточных отношений отмечены в 29 вариантах схем, а в режиме регулирования обеих гидромашин – у 26 вариантов.

В схемах с последовательным соединением дифференциалов и ГОП, расположенной между дифференциалами (рис. 3, е) в режиме регулирования только насоса, условия для бесконечных передаточных отношений отмечены в 18 вариантах схем, в режиме регулирования обеих гидромашин – в 24 вариантах.

В схемах ГОМТ с параллельно-последовательным соединением дифференциалов, расположенных на входе (рис. 3, ж) и работающих в режиме регулирования только одной гидромашинной

ны, условия для возникновения бесконечных передаточных отношений отмечены в 19 вариантах схем. В режиме регулирования обеих гидромашин условия для бесконечных передаточных отношений могут иметь место при прямом потоке гидромашины 1 (13 вариантов) и гидромашины 2 (12 вариантов), всего 25.

В схемах ГОМТ с параллельно-последовательным соединением дифференциалов, расположенных на выходе (рис. 3, з) и работающих в режиме регулирования только одной гидромашин, условия для бесконечных передаточных отношений отмечены в 16 вариантах схем. В режиме регулирования обеих гидромашин – 24 варианта, кроме вариантов, где $e_{2\infty} < 0,3$.

Таким образом, можно считать работоспособными по критерию соответствия угловых скоростей звеньев трансмиссии допустимым значениям 161 из 288 вариантов схем при регулируемой гидромашине 1 и 158 из 288 при обеих регулируемых гидромашинах 1 и 2.

Заключение. Проведенные по разработанным методикам, алгоритмам и программам расчеты кинематических и статических характеристик ГОМТ позволили установить аналитические зависимости для определения точек разрыва второго рода функции угловых скоростей звеньев от параметров регулирования, рабочего объема гидромашин, передаточного отношения планетарного ряда дифференциалов. Поэтому для обеспечения работоспособности трансмиссий конструкторскую проработку ГОМТ следует основывать на расчетно-аналитической оценке соответствия угловых скоростей звеньев трансмиссий их допустимым значениям.

Существование точек разрыва функции угловых скоростей определяет условия потери работоспособности ГОМТ в результате превышения допустимых значений угловых скоростей их звеньев.

Применительно к ГОМТ, близкой по своим характеристикам к трансмиссии трактора тягового класса 4, данный метод позволяет исключить из рассмотрения 5 из 24 вариантов одноконтурных и 257 из 576 вариантов двухконтурных схем.

Список использованных источников

1. Дубовик, Д. А. Основные направления развития автотракторокомбайностроения / Д. А. Дубовик, О. М. Еловой, Л. Ю. Бакалова; Объед. ин-т машиностроения Нац. акад. наук Беларуси. – Минск, 2014 – 176 с. – деп. в ГУ БелИСА 17.07.2014 № Д201411.
2. Выбор типа и параметров современной тракторной трансмиссии / П. А. Амельченко [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 8. – С. 14–19
3. Дубовик, Д. А. Снижение затрат многоприводных колесных машин путем совершенствования механических приводов ведущих колес: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Могилев, 2012. – 44 с.
4. Таран, И. А. Трансмиссии шахтных дизелевозов: моногр. / И. А. Таран. – Днепропетровск: Национальный горный университет, 2012. – 256 с.
5. Методика уточнения математической модели объемного КПД аксиально-поршневых гидронасосов / В. Б. Самородов, [и др.] // Сб. науч. тр. “Вестник НТУ “ХПИ”: Автомобиле- и тракторостроение № 58. – Вестник НТУ “ХПИ”, – 2008. – С. 3–10.
6. Самородов, В. Б. Сравнительный анализ бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий / В. Б. Самородов, А. И. Бондаренко // Вестник Харьковского автомобильно-дорожного университета: сб. науч. тр. – Харьков: – 2012. Вып. 56. – С. 37–45.
7. Самородов, В. Б. Анализ бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических тракторных трансмиссий: выбор и обоснование перспективных схем / В. Б. Самородов, О. В. Григоров, А. И. Бондаренко // Сб. науч. тр. “Вестник НТУ “ХПИ”: Транспортное машиностроение» № 20. – Вестник НТУ “ХПИ”, 2012. – С. 24–46.
8. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
9. Объемные гидромеханические передачи: расчет и конструирование / О. М. Бабаев [и др.] – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
10. Соболев И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 112 с.

References

1. Doubovik, D. A., Elovoi, O. M. and Bakalova, L. Ju. (2014), *Osnovnye napravleniya razvitiya avtotraktorokombainostroeniya* [Main directions of development of the automobile, tractor and harvester engineering], Dep. in BelISA 17.07.2014 no. D201411, Ob'edinennyi institut mashinostroeniya Natsional'noi akademii nauk Belarusi, Minsk, BY.

2. Amel'chenko, P. A., Dubovik, D. A., Zhukovskii, I. N., Klyuchnikov, A. V. and Zhukovskii, A. I. (2013), "Select the type and parameters of modern tractor transmissions", *Traktory i sel'khoz mashiny* [Tractors and Agricultural Machinery], no. 8, pp. 14–19.
3. Dubovik, D. A. (2012), "Decreasing of expenditure of energy of multi-wheel drive vehicles by perfection of mechanical drives of driving wheels", Abstract of D. Sc. Dissertation, Wheeled and tracked vehicles, State Institution of Higher Professional Education "Belarusian-Russian University", Mogilev, BY.
4. Taran, I. A. (2012), *Transmissii shakhtnykh dizelevozov* [Transmissions of mine diesel locomotives], Nacional'nyj gornyj universitet, Dnepropetrovsk, UA.
5. Samorodov, V. B., Burlyga, M. B., Koval', A. A., Rogov, A. V. and Samorodov, B. V. (2008), "Methodology of refinement of mathematical models volumetric efficiency axial-piston hydraulic pumps", *"Automobile- ta traktorobuduvannya": Visnik NTU "KhPI"* ["Automobile and tractor." Vestnik NTU "HPI"], no. 58, pp. 3–10.
6. Samorodov, V. B. and Bondarenko, A. I. (2012), "Comparative analysis of the continuously variable double-split hydrostatic mechanical transmissions", Sb. nauch. tr. "Vestnik Har'kovskogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta" [Collection of scientific works "Bulletin of the Kharkov Automobile and Road University"], HNADU, Har'kov, UA, vol. 56, pp. 37–45.
7. Samorodov, V. B., Grigorov, O. V. and Bondarenko, A. I. (2012), "Analysis of double-split continuously variable hydrostatic-mechanical tractor transmissions: selection and justification of promising schemes", "Transportnoe mashinostroenie": Vestnik NTU KhPI [Transport engineering: Herald NTU KPI], no. 20, pp. 24–46.
8. Petrov, V. A. (1988), *Gidroob'emnye transmissii samokhodnykh mashin* [Hydrostatic transmissions for self-propelled machines], Mashinostroenie, Moscow, RU.
9. Babaev, O. M., Ignatov, L. N., Kistochkin, E. S., Sokolov, G. S. and Tsvetkov, V. A. (1987), *Ob'emnye gidromekhanicheskie peredachi: raschet i konstruirovaniye* [Volume hydromechanical transmissions: calculation and design], Mashinostroenie, Leningrad, RU.
10. Sobol', I. M. and Statnikov, R. B. (1981), *Vybor optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami* [Choosing the optimal parameters in problems with many criteria], Nauka, Moscow, RU.

Информация об авторах

Дубовик Дмитрий Александрович – доктор технических наук, директор научно-технического центра «Машиностроение». Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси (220072, г. Минск, ул. Академическая, 12, Беларусь). E-mail: ddubovik@tut.by

Прибыльский Валерий Иванович – кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник. Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси (220072, г. Минск, ул. Академическая, 12, Беларусь). E-mail: pribylskiy 49 @ mail.ru

Для цитирования

Дубовик, Д. А. Гидрообъемно-механические трансмиссии мобильных машин. Расчет кинематических и силовых параметров / Д. А. Дубовик, В.И. Прибыльский // Вест. Нац. акад. наук. Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2016. – № 4. – С. 61–72.

Information about the authors

Dubovik Dmitrii Aleksandrovich – D.Sc. (Engineering), Center director, Scientific and technical Center "Mechanical Engineering". The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus (12, Akademicheskaya str., 220072, Minsk, Belarus). E-mail: ddubovik@tut.by

Pribylski Valery Ivanovich – Ph.D. (Engineering), Assistant Professor, Leading Reasercher. The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus (12, Akademicheskaya str., 220072, Minsk, Belarus). E-mail: pribylskiy 49 @ mail.ru

For citacion

Dubovik D. A., Pribylski V. I. Hydrostatic-mechanical transmissions of mobile machines. Calculation of kinematic and force parameters. Proceedings of the National academy of sciences of Belarus, physical-technical series. 2016, no. 4, pp. 61–72.