

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.3

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, профессор, **Ю. С. Романович**, **Р. В. Плякин**,

О. В. Пузанова, канд. техн наук, доцент, Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь

E-mail: avtobru@gmail.com

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АЛГОРИТМА МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ. ЧАСТЬ 1

На основе математического моделирования процесса движения самосвала в карьерных условиях получены оценки зависимостей эффективности выполнения транспортной работы и критериев нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии и теплонапряженности фрикционов переключения передач в зависимости от параметров алгоритма автоматического управления переключением передач. Приведены результаты анализа выполненных исследований и графики переходных процессов. Изложена методика оптимизации параметров алгоритма управления.

Ключевые слова: карьерный самосвал, гидромеханическая передача, мехатронная система автоматического управления, фрикционы переключения передач, алгоритм управления, планирование вычислительного эксперимента, регрессионная модель, критерии эффективности и качества процесса управления.

On the basis of mathematical modeling of the dump truck movement in quarry conditions, the dependences of the transport operation efficiency and the mechanisms strain criteria of the hydromechanical transmission and the clutches heat stresses depending on the automatic gear shift algorithm parameters are obtained. Results of the research analysis and transients graphics are given. The method of control algorithm parameters optimization is described.

Keywords: dump truck, hydromechanical transmission, MECHATRONIC automatic CONTROL SYSTEM, gearshift clutch, control algorithm, computer experiment planning, regression model, criteria of control process efficiency and quality.

На карьерных самосвалах БЕЛАЗ грузоподъемностью 30, 45 и 60 т применяется семейство унифицированных гидромеханических передач (ГМП), различающихся между собой энергоемкостью гидротрансформатора и количеством ступеней коробки передач. На 60-тонных машинах применяется шестиступенчатая коробка передач, а на машинах меньшей грузоподъемности — пятиступенчатая.

Для этих самосвалов создана мехатронная система автоматического управления (МСАУ), обеспечивающая автоматическое переключение передач и диагностирование технического состояния всех основных механизмов ГМП. Структура МСАУ, конструктивное исполнение и принцип действия приведены в [1, 2]. При создании МСАУ значительное внимание уделялось обеспечению процесса качественного переключения передач и надежности функционирования фрикционов, посредством которых осуществляется переключение.

Функционирование МСАУ осуществляется на основе созданного коллективом Белорусско-Российского университета (БРУ) алгоритма, обеспечивающего адаптивное управление ГМП в зависи-

мости от дорожных условий, режимов работы двигателя и механизмов трансмиссии, управляющих воздействий водителя [3]. МСАУ снабжена системой датчиков, обеспечивающих получение всей необходимой информации для формирования электронным контроллером управляющих сигналов.

Предусмотрено три режима управления ГМП: автоматический, командный и аварийный. В автоматическом режиме производится переключение передач и управление блокированием гидротрансформатора (ГДТ). В командном режиме передачи переключает водитель вручную посредством перемещения рычага селектора, а управление блокированием ГДТ автоматическое. Аварийный режим используется при необходимости доставки самосвала с неисправной МСАУ или ГМП на базу ремонта. На этом режиме можно включить первую передачу и передачу реверса.

Алгоритм автоматического управления может реализовать два альтернативных режима движения автомобиля — динамичный и экономичный. В динамичном режиме управления обеспечивается максимально возможная скорость движения автомобиля

в данных дорожных условиях, а в экономичном — снижение расхода топлива. Рациональное использование этих режимов влияет не только на показатели желаемой эксплуатационной эффективности автомобиля, но и на надежность работы фрикционов ГМП, осуществляющих переключение передач.

Коробка передач самосвала БЕЛАЗ выполнена по схеме с тремя степенями свободы и представляет собой сочетание базовой коробки передач и встроенного двухступенчатого демультипликатора. Для включения любой передачи необходимо замкнуть два фрикциона — в коробке передач и в демультипликаторе. Кинематическая схема коробки передач приведена в [4]. При переключениях $3 \rightarrow 4$ и $4 \rightarrow 3$ управление осуществляется одновременно четырьмя фрикционами: два фрикциона выключаются, а вместо них включаются два других фрикциона. Такие условия управления отличаются высокой сложностью формирования управляющих воздействий и требуют согласованной подачи управляющих сигналов контроллера в исполнительную часть системы МСАУ. Остальные передачи переключаются посредством управления двумя фрикционами. Алгоритм управления ими существенно проще.

Проведенные экспериментальные исследования режимов работы самосвала, оснащенного МСАУ, показывают, что высокие показатели качества управления и надежность функционирования фрикционов достигаются своевременным формированием сигнала на переключение передачи и согласованным управлением фрикционами коробки передач и фрикционом блокирования ГДТ [4].

Цель исследования

Цель исследования — комплексная оценка влияния параметров алгоритма управления переключением передач на показатели транспортной эффективности самосвала и на критерии динамической нагруженности механизмов трансмиссии и тепловой нагруженности фрикционов управления переключением передач.

Методика исследования

Исследования проводились на основе математического моделирования движения автомобиля по реальному маршруту карьера "Еруновский" (г. Новокузнецк, Кемеровская обл. РФ). Характеристики уклонов участков дороги карьера приведены в [5].

Для формирования управляющего сигнала на переключение передач использована следующая ин-

формация: скорость автомобиля и его ускорение; положение педали акселератора и скорость изменения ее положения; номер включенной передачи; состояние фрикциона блокирования ГДТ (включен или выключен). Процесс управления фрикционами при переключении передач основан на использовании информации о частотах вращения валов коробки передач (входного, выходного, промежуточного), о длительности заполнения и опорожнения гидроцилиндров фрикционов в процессе управления ими, о характере изменения давлений в гидроцилиндрах, о времени завершения процесса буксования включаемых фрикционов. Эта информация учитывалась и использовалась при моделировании.

Согласно поставленной цели исследования осуществлялось варьирование четырех параметров управления: порогового значения частоты вращения турбины гидротрансформатора при переключении на высшую $n_{т.в}$ и на низшую $n_{т.н}$ передачи; времени опережения разблокирования ГДТ $t_{бл}$ по отношению к моменту нарастания давления в гидроцилиндре фрикциона включаемой передачи; времени перекрытия характеристик управления включаемым и выключаемым фрикционами $t_{п.п}$ (называемое в дальнейшем временем перекрытия передач).

На рис. 1, а показаны характеристики пороговых значений частоты вращения турбины ГДТ при переключениях на высшие $n_{т.в}$ и низшие $n_{т.н}$ передачи. Цифрами 1, 2, 3 отмечены характеристики, используемые в процессе варьирования значений $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$ при моделировании. Сплошными линиями изображены характеристики управления, используемые в алгоритме созданной МСАУ на динамичном режиме движения.

На рис. 1, б представлен общий вид характеристик алгоритма управления фрикционами при переключении передач. Характеристика изменения давления в гидроцилиндре выключаемого фрикциона коробки передач обозначена $p_{ф1}$, включаемого фрикциона — $p_{ф2}$, а фрикциона блокирования ГДТ — $p_{г.т}$. В момент времени t_0 контроллер выдает управляющий сигнал на переключение передачи. Давление в гидроцилиндре выключаемого фрикциона снижается до величины $p_{ф1к}$ и удерживается на этом уровне в течение контролируемого интервала времени, обеспечивающего заданное время перекрытия передач $t_{п.п}$. Время положительного перекрытия обозначено $t_{п.п}^+$, отрицательного — $t_{п.п}^-$, при нулевом перекрытии $t_{п.п} = 0$. При моделировании принимали $t_{п.п}^+ = 0,2$ с; $t_{п.п}^- = -0,2$ с. Их значения измеряются относительно момента времени $t_{ф20}$. Программы изменения давлений $p_{ф1}$ и $p_{ф2}$ формирует контроллер МСАУ, а ре-

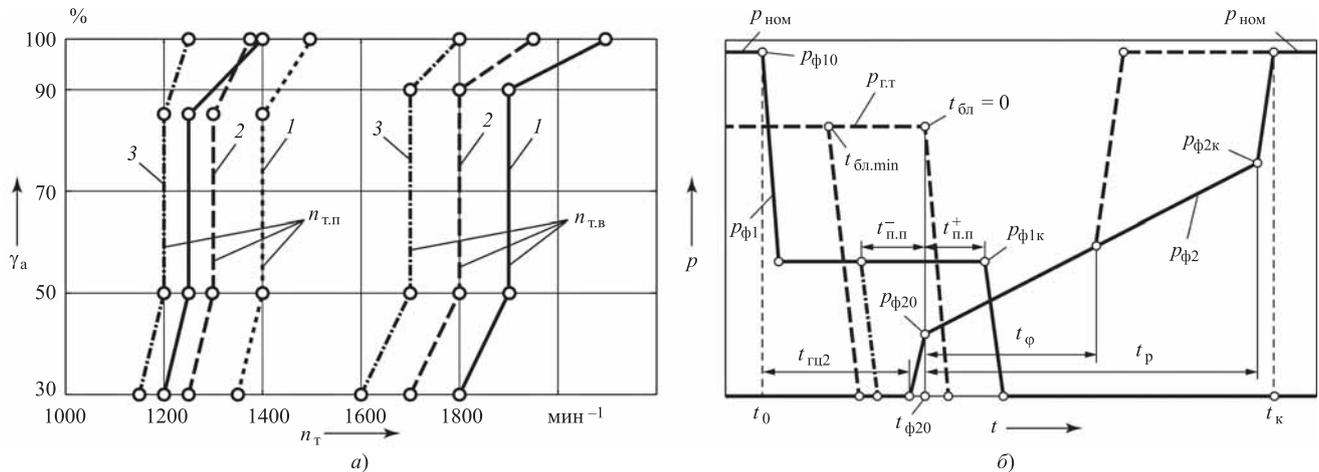


Рис. 1. Характеристики параметров алгоритма управления переключением передач

ализация их осуществляется посредством электрогидравлических пропорциональных клапанов.

В течение интервала времени $t_{гц2}$ происходит заполнение гидроцилиндра включаемого фрикциона. После завершения заполнения контроллер формирует характеристику изменения в нем давления $p_{ф2}$, сжимающего фрикционные диски. Эта характеристика кусочно-линейная с координатами точек перегиба $p_{ф20}$, $p_{ф2к}$, $p_{ном}$. Значения давлений $p_{ф20}$ и $p_{ф2к}$ зависят от нагрузочного режима, определяемого вращающим моментом двигателя и сопротивлением движению автомобиля. Длительность формируемого сигнала давления $p_{ф2}$ составляет величину t_p , а время буксования фрикциона — $t_{ф}$. Если окажется, что $t_{ф} < t_p$, давление поднимается до номинального значения $p_{ном}$ по штриховой линии.

Если включаемый фрикцион не замыкается за время t_p , давление поднимается до $p_{ном}$, что обеспечивает его гарантированное включение. Информация о состоянии включаемого фрикциона получается на основе анализа значений частот вращения валов коробки передач с учетом передаточного числа включаемой передачи.

Значительное влияние на характеристики переключения передач оказывает управление фрикционом блокирования ГДТ. Время опережения разблокирования ГДТ определяли при моделировании относительно $t_{ф20}$. Принимали следующие значения: $t_{бл} = 0$; $t_{бл} = -0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с.

На рис. 2 приведена динамическая модель, отображающая физические свойства всех компонентов исследуемой системы: двигателя; гидротрансформатора; коробки передач с демультипликатором; главной передачи; ведущих и ведомых колес; поступательно движущейся массы автомобиля.

На динамической модели обозначены параметры всех элементов системы и воздействий внешней среды.

Сосредоточенные массы с моментами инерции $J_{дв}$, $J_{н}$, $J_{т}$, $J_{кп.вх}$, $J_{кп.вых}$, $J_{д.вх}$, $J_{д.вых}$, $J_{гп}$, $J_{вк}$, $J_{ш}$, $J_{ма}$ отображают инерционные свойства соответственно двигателя, насосного и турбинного колес гидротрансформатора, коробки передач, демультипликатора, главной и колесной передач, шин ведущих колес и поступательно движущейся массы автомобиля с учетом моментов инерции ведомых колес. Упругие элементы с коэффициентами жесткости c_1, c_2, \dots, c_6 , отображают упругие свойства соединения двигателя с гидромеханической передачей, вала турбины ГДТ, коробки передач, карданной передачи к ведущему мосту, полуосей и окружной жесткости шин ведущих колес. Коэффициенты демпфирования $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_6$ учитывают диссипацию энергии элементами соединений механизмов трансмиссии и шин.

Внешние воздействия на систему: вращающий момент двигателя $M_{дв}$; момент сопротивления качению ведущих колес автомобиля $M_{фвк}$; суммарный момент сопротивления движению автомобиля M_c , учитывающий сопротивление, обусловленное продольным уклоном дороги, сопротивление воздуха и сопротивление качению ведомых колес $M_{фнк}$. В модели отображены также моменты насосного M_n и турбинного M_t колес ГДТ, моменты трения фрикционов: блокировки ГДТ $M_{ф.бл}$, коробки передач $M_{ф.кпi}$, $M_{ф.кпi+1}$, демультипликатора $M_{ф.д.н}$, $M_{ф.д.в}$ и момент сцепления ведущих колес с дорогой $M_{ф}$.

Передаточные числа коробки передач $u_{кпi} = u'_{кпi} u''_{кпi}$, $u_{кпi+1} = u'_{кпi+1} u''_{кпi+1}$, демультипликатора $u_{д.н}$, $u_{д.в}$, главной передачи $u_{гп}$, колесной передачи $u_{кол}$.

Составим дифференциальные уравнения движения сосредоточенных масс динамической системы (топологические уравнения):

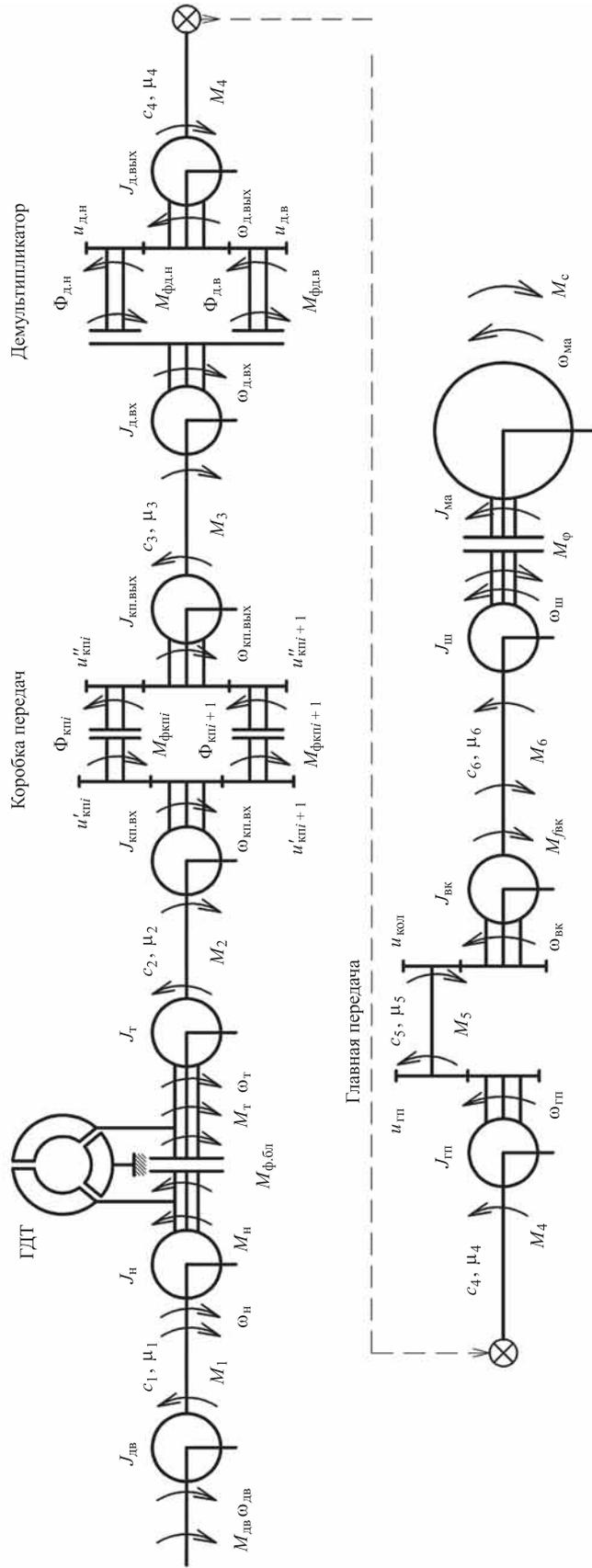


Рис. 2. Динамическая модель системы двигателя — гидротрансформатор — коробка передач — демультипликатор — главная передача — ведущие колеса — поступательно движущаяся масса автомобиля — Дорога

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{d\omega_{ДВ}}{dt} &= (M_{ДВ} - M_1)/J_{ДВ}; \\
 \frac{d\omega_{Н}}{dt} &= [M_1 - M_{Н} - M_{\phi,бл} \text{sign}(\omega_{\phi,бл})(1 - L_{\phi,бл}) - M_2 L_{\phi,бл} P_{\phi,бл}] / (J_{Н} + J_{Т} L_{\phi,бл}); \\
 \frac{d\omega_{Т}}{dt} &= [M_1 L_{\phi,бл} P_{\phi,бл} + M_{Т} + M_{\phi,бл} \text{sign}(\omega_{\phi,бл})(1 - L_{\phi,бл}) - M_2] / (J_{Н} L_{\phi,бл} + J_{Т}); \\
 \frac{d\omega_{КП,ВХ}}{dt} &= [M_2 - M_{\phi,кп} \text{sign}(\omega_{\phi,кп})(1 - L_{\phi,д}) u'_{кп} \eta'_{кп} - M_3 L_{\phi,кп} P_{\phi,кп} / (u_{кп} \eta_{кп})] / (J_{кп,ВХ} + J_{кп,ВЫХ} L_{\phi,кп} / u_{кп}^2); \\
 \frac{d\omega_{КП,ВЫХ}}{dt} &= [M_2 L_{\phi,кп} P_{\phi,кп} u_{кп} \eta_{кп} + M_{\phi,кп} \text{sign}(\omega_{\phi,кп})(1 - L_{\phi,кп}) u''_{кп} \eta''_{кп} M_3] / (J_{кп,ВХ} L_{\phi,кп} u_{кп}^2 + J_{кп,ВЫХ}); \\
 \frac{d\omega_{Д,ВХ}}{dt} &= [M_3 - M_{\phi,д} \text{sign}(\omega_{\phi,д})(1 - L_{\phi,д}) - M_4 L_{\phi,д} P_{\phi,д} / (u_{д} \eta_{д})] / (J_{Д,ВХ} + J_{Д,ВЫХ} L_{\phi,д} / u_{д}^2); \\
 \frac{d\omega_{Д,ВЫХ}}{dt} &= [(M_3 L_{\phi,д} P_{\phi,д} + M_{\phi,д} \text{sign}(\omega_{\phi,д})(1 - L_{\phi,д})) u_{д} \eta_{д} - M_4] / (J_{Д,ВХ} L_{\phi,д} u_{д}^2 + J_{Д,ВЫХ}); \\
 \frac{d\omega_{ГП}}{dt} &= [M_4 - M_5 / (u_{ГП} \eta_{ГП})] / J_{ГП}; \\
 \frac{d\omega_{ВК}}{dt} &= (M_5 u_{КОЛ} \eta_{КОЛ} - M_6 - M_{fВК}) / J_{ВК}; \\
 \frac{d\omega_{Ш}}{dt} &= [M_6 - M_{\phi} (1 - L_{\phi}) - M_c L_{\phi} P_{\phi}] / (J_{Ш} + J_{МА} L_{\phi}); \\
 \frac{d\omega_{МА}}{dt} &= [M_6 L_{\phi} P_{\phi} + M_{\phi} (1 - L_{\phi}) - M_c] / (J_{Ш} L_{\phi} + J_{МА}),
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где $\omega_{\phi i}$ — относительная угловая скорость скольжения фрикционных дисков; $L_{\phi i}$ — дискретная функция замыкания фрикциона (при $L_{\phi i} = 0$ фрикцион буксует; при $L_{\phi i} = 1$ — замкнут); $P_{\phi i}$ — дискретная функция размыкания фрикциона (при $P_{\phi i} = 1$ фрикцион находится в замкнутом состоянии; при $L_{\phi i} = 0$ наступает условие его размыкания).

Значение $\omega_{\phi i}$ вычисляется по формуле

$$\omega_{\phi i} = \omega_{\phi,ВХ i} - \omega_{\phi,ВЫХ i}, \quad (2)$$

где $\omega_{\phi,ВХ i}$ и $\omega_{\phi,ВЫХ i}$ — соответственно угловые скорости ведущих и ведомых дисков фрикционов.

Функции $L_{\phi i}$ и $P_{\phi i}$ определяются по формулам:

$$L_{\phi i} = \begin{cases} 1 & \text{при } \omega_{\phi i} \leq \Delta\omega; \\ 0 & \text{при } \omega_{\phi i} > \Delta\omega; \end{cases} \quad (3)$$

$$P_{\phi i} = 0,5 \{1 + \text{sign}[M_{\phi i} - |M_{ВХ} - J_{ВХ} \dot{\omega}_{ВХ}| u_i \eta_i]\}, \quad (4)$$

где $\Delta\omega$ — допустимое значение $\omega_{\phi i}$, определяющее условие блокирования фрикциона; $M_{ВХ}$ — суммарный момент упругого и диссипативного элементов на входе i -го фрикциона; $J_{ВХ}$, u_i , η_i — момент инерции массы, передаточное число и КПД зубчатой передачи на входе i -го фрикциона; $\dot{\omega}_{ВХ}$ — угловое ускорение массы $J_{ВХ}$.

Моменты M_1, M_2, \dots, M_6 отображают суммарные воздействия упругих и диссипативных элементов, соединяющих между собой соответствующие

сосредоточенные массы системы (см. рис. 2). Вычисление их осуществляется по формуле

$$M_i = c_i \Delta\phi_i + \mu_i \Delta\omega_i, \quad (5)$$

где $\Delta\phi_i$ — угловая деформация i -го упругого элемента; $\Delta\omega_i$ — относительная угловая скорость поворота соединяемых сосредоточенных масс.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тарасик В. П., Горбатенко Н. Н., Плякин Р. В. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ // Грузовик. — 2011. — № 2. — С. 2—11.
2. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей мобильной машины / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 2. — С. 68—80.
3. Тарасик В. П., Плякин Р. В. Алгоритмы автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 1. — С. 38—49.
4. Тарасик В. П., Романович Ю. С. Исследование процесса переключения передач карьерного самосвала с гидромеханической передачей // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 1. — С. 50—61.
5. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик и др. // Грузовик. — 2013. — № 6. — С. 24—36.
6. Тарасик В. П. Математическое моделирование переключения передач с перекрытием характеристик управления // Автомобильная промышленность. — 2016. — № 7. — С. 10—18.
7. Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем: учебник. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2017. — 592 с.