

---

---

**АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ  
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

---

---

УДК 621.01

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИННОГО ПИЛЬНОГО АГРЕГАТА**© 2020 г. Д. М. Мухаммадиев<sup>1,\*</sup>, Ф. Х. Ибрагимов<sup>1</sup>, Т. Д. Мухаммадиев<sup>1</sup><sup>1</sup>*Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз,  
Ташкент, Узбекистан**\*e-mail: davlat\_mm@mail.ru*

Поступила в редакцию 21.07.2018 г.

Принята к публикации 31.01.2020 г.

В статье рассмотрены динамические характеристики пильного джина как подсистемы с сосредоточенными и распределенными параметрами. На основе изучения машинного агрегата построены графики, позволившие установить максимальные значения угла относительного поворота и угла поворота вала пильного цилиндра при кручении.

*Ключевые слова:* волокноотделительные машины, джин, пильный цилиндр, машинный агрегат с сосредоточенными и распределенными параметрами, электродвигатель, крутильные колебания, математическая модель, угол поворота вала

**DOI:** 10.31857/S0235711920030086

**1. Анализ современного состояния рассматриваемой проблемы.** Изучение машин в виде машинных агрегатов позволяет более точно оценить динамические процессы, происходящие в системе привод–передаточный–исполнительный механизм под действием технологических нагрузок [1].

В работе [2] разработана динамическая модель машинного агрегата, включающего рабочий орган, электропривод и упруго-диссипативную муфту. Составлена математическая модель машинного агрегата. Реализация модели в компьютерной программе позволяет выполнить компьютерный эксперимент при варьировании механических параметров динамической системы, обосновать энергосберегающие параметры и режимы функционирования машинных агрегатов.

В работе Н.В. Лощина [3] выводится дифференциальное уравнение движения машинного агрегата с вариатором при передаточном отношении  $\omega_1/\omega_2 = i(t, \omega_2)$ , зависящем от времени  $t$  и угловой скорости  $\omega_2$  ведомого вала вариатора. Составлены соответствующие формулы и выявлен динамический смысл для определенных обобщенных параметров агрегата: момента инерции агрегата, движущего момента, а также суммарного момента движущих сил и сил полезного сопротивления, приведенных к ведомому валу вариатора.

Авторы [4] теоретически исследовали многомассовые крутильные системы, сопряженные с большим объемом вычислений. В [4] рассматриваются теоретические вопросы свободных и вынужденных многомассовых крутильных колебаний при наличии зазоров в системах машин.

Согласно [5], правильный выбор параметров электропривода служит – необходимым условием высокопроизводительной и экономичной работы машинного агрегата. При динамическом синтезе электропривода предложено определять не только момент инерции маховой массы, но и передаточное отношение передаточного механизма из

условия обеспечения максимального КПД двигателя и возможности запуска привода. В соответствии с предложенной методикой проведен динамический анализ и рассмотрен синтез плунжерного насоса.

В статье Ю.С. Корнеева и др. [6] о машинном агрегате с пускозащитной муфтой определено время разгона ведомой полумуфты вместе с технологической машиной.

В работе [7] предложен систематический подход при моделировании машинных агрегатов. Установлено отсутствие общего согласия относительно определения, структуры и классификации подсистем машинных агрегатов. Изложены общие принципы моделирования машинных агрегатов. Показано, что машинный агрегат обрабатывается как полная интеграция электронной подсистемы управления, подсистемы электропривода и механической рабочей подсистемы.

И.И. Вульфсоном [8] проанализированы некоторые неисследованные факторы, влияющие на колебания в приводах машин с цикловыми механизмами при учете характеристик электродвигателя. Предложена инженерная методика расчета подобных систем, базирующаяся на применении матриц перехода, хорошо приспособленных к компьютерным процедурам. Выявлен специфический эффект, связанный с высокой эквивалентной “податливостью” двигателя и изменением приведенных инерционных и упруго-диссипативных характеристик привода. Показана эффективность реализации условий квазистационарности при оптимизации параметров.

В монографиях [9, 10] изложены современные методы расчета колебаний машин, включая механизмы циклового действия (рычажные, кулачковые, шаговые и т.п.). Приведены приемы схематизации и корректного математического описания колебательных систем при учете переменности параметров и нелинейностей, в частности, составление системы дифференциальных уравнений для динамических моделей механизмов, включающих элементы с распределенными параметрами. Для снижения трудоемкости расчета предложена менее идеализированная расчетная схема, в которой соответствующий элемент отображается в виде подсистемы с распределенными параметрами.

Н.С. Пискуновым [11], составлено уравнение крутильных колебаний однородного цилиндрического стержня в виде уравнения Лапласа.

В работах [12, 13] установлено, что неравномерное вращение пильного цилиндра может ухудшить процесс джинирования и повредить волокна. В статье [14] с использованием уравнения Лагранжа II рода составлено уравнение движения машинного агрегата 156-пильного цилиндра джина для определения закона изменения частоты и неравномерности вращения ротора электродвигателя и пильного цилиндра в зависимости от упруго-диссипативных параметров муфты, момента инерции электродвигателя, момента инерции и сопротивления пильного цилиндра при различных их значениях.

Значение величины кратности пускового момента относительно номинального составляет 1,5–6. Но для использованного нами асинхронного электродвигателя оно равно 2 [15]. Из этого следует, что максимальная нагрузка на электродвигатель приходит в момент пуска.

**2. Обоснование актуальности рассматриваемой проблемы.** В настоящей статье изучается динамика пуска электродвигателя и крутильных колебаний вала пильного цилиндра джина с сосредоточенными и распределенными параметрами, который характеризуется достаточно большой длиной и обладает немалой податливостью.

**3. Постановка задачи.** Для изучения динамических характеристик рассчитаем систему, состоящую из подсистем с сосредоточенными и распределенными параметрами. Математическую модель первой подсистемы составим, согласно материалам работ [12–14], второй подсистемы – по материалам [8–11].

**4. Изложение существа решения задачи, проблемы.**

**4.1. Подсистема машинного агрегата с сосредоточенными параметрами.** Как следует из динамической модели пильного цилиндра (ПЦ) (рис. 1), угловое перемещение

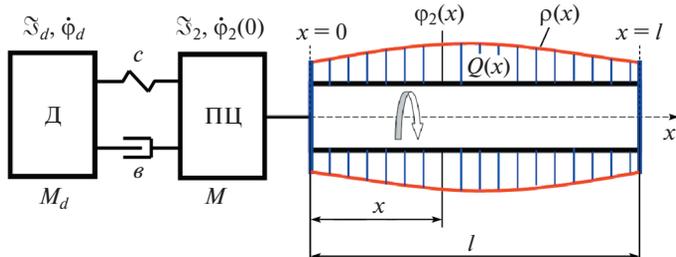


Рис. 1. Динамическая модель пильного цилиндра.

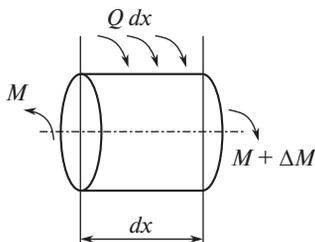


Рис. 2. Схематическое представление действующих моментов на элементарный участок вала.

электродвигателя (Д) через муфту передается длинному валу ПЦ, крутильные колебания которого могут оказаться довольно существенными.

В принятой динамической модели пильного цилиндра (рис. 1) использованы следующие условные обозначения:  $\mathfrak{S}_d, \mathfrak{S}_2$  – сосредоточенные моменты инерции электродвигателя и пильного цилиндра, кг м<sup>2</sup>;  $\mathfrak{S}$  – распределенный момент инерции вала пильного цилиндра и жестко связанных с ним деталей, кг·м<sup>2</sup>;  $c, v$  – коэффициенты жесткости (Н м/рад) и диссипации (Н м с/рад) муфты;  $\varphi_d, \varphi_2(x)$  – абсолютные координаты соответствующих сечений, рад;  $Q(x)$  – распределенная обобщенная сила, приложенная к валу пильного цилиндра.

В качестве обобщенных координат примем  $\varphi_d$  и  $\varphi_2(x)$ . Сечением  $x = 0$  разделим динамическую модель (рис. 1) на подсистемы с сосредоточенными и распределенными параметрами.

В указанном сечении к отсеченным частям следует приложить два реактивных момента  $M_-$  и  $M_+$ , которые равны по величине и противоположны по направлению, т.е.  $M_+ = -M_-$  (рис. 2).

Во избежание возможных ошибок при выборе знака реактивного момента целесообразно руководствоваться следующим правилом: реактивный момент на “выходе” элемента (рис. 2, справа) считается положительным, если его направление совпадает с выбранным положительным направлением отсчета углов  $\varphi_2(x)$ ; для реактивного момента на “входе” элемента (рис. 2, слева) правило знаков обратное.

Подставив определенные члены в уравнения Лагранжа, получим дифференциальные уравнения движения машинного агрегата пильного цилиндра в общем виде

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{S}_d \ddot{\varphi}_d &= M_d - c(\varphi_d - i\varphi_2) - v(\dot{\varphi}_d - i\dot{\varphi}_2) \\ \mathfrak{S}_2 \ddot{\varphi}_2 &= ci(\varphi_d - i\varphi_2) + vi(\dot{\varphi}_d - i\dot{\varphi}_2) - M \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $i = 1$ ;  $M = M_{cp} + M_0 \sin(\omega_2 t + \varphi_{20})$ .

При исследовании машинных агрегатов важно правильно выбрать характеристики двигателя. В настоящее время используются статическая, линеаризованная динамическая, уточненная динамическая и механическая динамическая характеристики асинхронных электродвигателей. Одним из наиболее перспективных направлений является приближенное рассмотрение электромагнитных переходных процессов, протекающих в двигателе, и их математическое описание системой дифференциальных уравнений. Поэтому при исследовании динамических параметров ПЦ мы использовали динамическую механическую характеристику асинхронного электродвигателя. Эта характеристика учитывает, как электромагнитные переходные процессы пуска, так и установившееся движение, описываемое системой дифференциальных уравнений, содержащих составляющие вектора потокосцеплений статора и ротора при синхронной скорости вращения осей координат, и имеет вид [12–14]

$$\left. \begin{aligned} M_D &= 3PK_r\omega_o(\psi_{x2}\psi_{y1} - \psi_{x1}\psi_{y2})/2\sigma x_S \\ \dot{\psi}_{x1} &= U_m \cos \gamma - \omega_o\alpha'_S\psi_{x1} + \omega_o\alpha'_S K_r\psi_{x2} + \omega_o\psi_{y1} \\ \dot{\psi}_{y1} &= U_m \sin \gamma - \omega_o\alpha'_S\psi_{y1} + \omega_o\alpha'_S K_r\psi_{y2} - \omega_o\psi_{x1} \\ \dot{\psi}_{x2} &= -\omega_o\alpha'_r\psi_{x2} + \omega_o\alpha'_r K_S\psi_{x1} + \omega_o\psi_{y2} - \Phi_D\psi_{y2} \\ \dot{\psi}_{y2} &= -\omega_o\alpha'_r\psi_{y2} + \omega_o\alpha'_r K_S\psi_{y1} - \omega_o\psi_{x2} + \Phi_D\psi_{x2} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где  $\psi_{x1}, \psi_{y1}$  – составляющие обобщенного вектора потокосцеплений статора по осям  $x$  и  $y$ , вращающихся с синхронной скоростью;  $\psi_{x2}, \psi_{y2}$  – составляющие обобщенного вектора потокосцеплений ротора по осям  $x$  и  $y$ .

Далее определяем паспортные параметры и коэффициенты асинхронного двигателя 4A280M8УЗ [12, 13, 15]:  $N_D = 75$  кВт;  $n_D = 735$  об./мин;  $M_K = 1948.8$  Н·м;  $M_H = M_{DK}/2 = 974.4$  Н·м;  $f_C = 50$  Гц;  $U_m = 220$  В;  $\eta = 0.925$ ;  $\cos\phi = 0.85$ ;  $\omega_0 = 78.54$  с<sup>-1</sup>;  $\omega_H = 76.97$  с<sup>-1</sup>;  $S_H = 0.02$ ;  $S_K = 0.07464$ ;  $P = 4$ ;  $I_{Dн.ф.} = 144.53$  А;  $\mathfrak{S}_D = 4.20$  кг м<sup>2</sup>;  $K_S = x_\mu/\alpha_S = 0.956$ ;  $K_r = x_\mu/\alpha_r = 0.952$ ;  $x_\mu = 3.957$  Ом;  $r_1 = 0.043$  Ом;  $r_2 = 0.032$  Ом;  $\alpha_S = r_1/x_S = 0.0103$ ;  $\alpha'_S = \alpha_S/\sigma = 0.115$ ;  $\alpha_r = r_2/x_r = 0.0077$ ;  $\alpha'_r = \alpha_r/\sigma = 0.0858$ ;  $\sigma = 1 - K_S K_r = 0.0896$ ;  $x_S = x_\mu + x_1 = 4.14$  Ом;  $x_r = x_\mu + x_2 = 4.155$  Ом;  $x_1 = 0.1826$  Ом;  $x_2 = 0.1979$  Ом.

Для исследования машинного агрегата пыльного цилиндра джина 5ДП-156 были экспериментально определены момент инерции пыльного цилиндра методом разгона  $\mathfrak{S}_2 = 1.244$  кг м<sup>2</sup>, технологическая нагрузка, действующая на вращающийся вал пыльного цилиндра  $M = M_{cp} + M_0 \sin(\pi\omega_2 t + \phi_{20})$  (здесь  $M_{cp} = 843.72$  Н·м;  $M_0 = 78.78$  Н·м;  $\omega_2 = \pi \times 735/30$  рад/с;  $t$  – время;  $\phi_{20}$  – начальная фаза) и далее расчетным путем установлена жесткость  $c = 23065.2$  Н м/рад и коэффициент диссипации  $\nu = 128.5346$  Н м с/рад муфты [12, 13].

Для изучения на ЭВМ динамики пуска электродвигателя и крутильных колебаний вала пыльного цилиндра с сосредоточенными параметрами решены уравнения движения машинного агрегата пыльного цилиндра (1) с характеристикой приводного двигателя (2). Использован численный метод Рунге–Кутты для дифференциального уравнения второго порядка  $S = d^2\phi/dt^2 = F(t, \phi, \phi')$ , имеющий погрешность  $\Delta^4$ .

Реализация уравнений движения машинного агрегата пыльного цилиндра (1) с характеристикой приводного двигателя (2) позволила установить закономерность изменения углового ускорения пыльного цилиндра в зависимости от  $t$  (рис. 3, 4).

Как показывают результаты анализа рис. 3, критический движущий момент электродвигателя составляет 40000 Н·м, переходный процесс протекает в течение 3 с, а максимальное значение углового ускорения пыльного цилиндра достигает 8739.828 рад/с<sup>2</sup> при

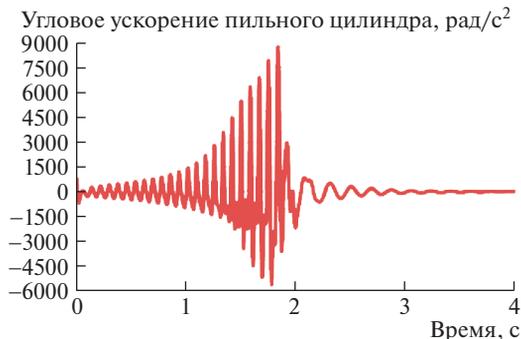


Рис. 3. Изменение углового ускорения пильного цилиндра в зависимости от времени.

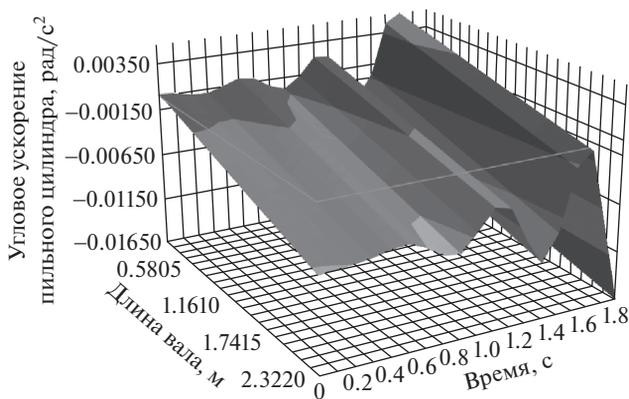


Рис. 4. Изменение углового ускорения пильного цилиндра в зависимости от времени по длине вала.

$t = 1.844$  с. Закономерность изменения углового ускорения можно выразить в виде функции

$$\frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}(t) = 200e^{2.05t} \cos 75t. \quad (3)$$

**4.2. Подсистема машинного агрегата с распределенными параметрами.** Рассмотрим подсистему с распределенными параметрами [8–11]. Выделим на валу пильного цилиндра элементарный участок с длиной  $dx$  (рис. 1, 2), момент инерции которого равен  $\rho = \frac{\partial \mathfrak{S}}{\partial x} dx$ . В общем случае, если под  $\mathfrak{S}$  понимать переменный приведенный момент инерции, неравномерно распределенный вдоль оси  $x$ , может оказаться, что  $\rho = \rho(x, t)$ ; при  $\mathfrak{S} = \text{const}$  имеем  $\rho = \rho(x)$ ; при равномерном распределении масс  $\rho = \mathfrak{S}/l = \text{const}$ , где  $l$  – длина вала.

Для выделенного элемента воспользуемся теоремой об изменении кинетического момента, согласно которой производная от кинетического момента по времени равна сумме приложенных внешних моментов

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \rho \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} \right) dx = -M + (M + dM) + Q dx, \quad (4)$$

где  $dM = \frac{\partial M}{\partial x} dx$  – приращение момента  $M$  на участке  $dx$ .

Элементарную угловую деформацию  $d\varphi_2$  можно выразить следующим образом:

$$d\varphi_2 = \frac{M}{GI(x)} dx, \quad (5)$$

где  $G = 8 \times 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup> – модуль сдвига для вала из стали;  $I(x)$  – полярный момент инерции вала, который в общем случае может меняться вдоль оси  $x$ .

Из зависимости (5) найдем момент

$$M = GI(x) \frac{d\varphi_2}{dx}, \quad (6)$$

а из выражения (6) – его дифференциал  $dM = G \frac{\partial}{\partial x} \left( I(x) \frac{\partial \varphi_2}{\partial x} \right) dx$ .

После подстановки зависимости (6) в уравнение (4) и сокращения на  $dx$  получим

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \rho \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} \right) - G \frac{\partial}{\partial x} \left( I(x) \frac{\partial \varphi_2}{\partial x} \right) = Q(x). \quad (7)$$

Если  $\rho = \text{const}$  и  $I(x) = \text{const} = 9.817 \times 10^{-6}$  м<sup>4</sup>, уравнение (7) примет вид

$$\rho \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2} - GI \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial x^2} = Q(x), \quad (8)$$

при этом распределенная по длине  $x \in [0; l]$  обобщенная сила, приложенная к валу пильного цилиндра, будет иметь вид

$$Q(x) = \frac{M_{\text{ср}} + M_0 \cos(\pi\omega_2 t + \varphi_{20})}{R\Delta\varphi_2 l} x, \quad (9)$$

где  $M_{\text{ср}} = 843.72$  Н м;  $M_0 = 78.78$  Н м;  $\omega_2 = \pi \times 735/30$  рад/с;  $t$  – время;  $\varphi_{20} = 0$  – начальная фаза;  $l = 2.322$  м – длина вала пильного цилиндра;  $R = 0.16$  м – радиус пильных дисков;  $\Delta\varphi_2 = \pi/3$  – сектор дуги пильного диска. Тогда уравнение (8) примет вид

$$\frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial x^2} = \frac{1}{GI} \left( 200\rho e^{2.05t} \cos 75t - \frac{M_{\text{ср}} + M_0 \cos \pi\omega_2 t}{R\Delta\varphi_2 l} x \right). \quad (10)$$

При  $\frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial x^2} = \varphi_{2x}$  уравнение (10) запишем как

$$\ddot{\varphi}_{2x} = \frac{1}{GI} \left( 200\rho e^{2.05t} \cos 75t - \frac{M_{\text{ср}} + M_0 \cos \pi\omega_2 t}{R\Delta\varphi_2 l} x \right), \quad (11)$$

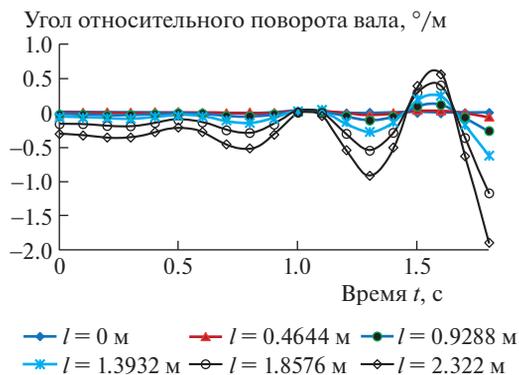
$$\dot{\varphi}_{2x} = \frac{1}{GI} \left( (200\rho e^{2.05t} \cos 75t)x - \frac{M_{\text{ср}} + M_0 \cos \pi\omega_2 t}{2R\Delta\varphi_2 l} x^2 + C_1 \right), \quad (12)$$

$$\varphi_{2x} = \frac{1}{GI} \left( (200\rho e^{2.05t} \cos 75t) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{\text{ср}} + M_0 \cos \pi\omega_2 t}{6R\Delta\varphi_2 l} x^3 + C_1 x + C_2 \right). \quad (13)$$

Если  $x = 0$ ,  $\frac{\partial \varphi_2}{\partial x} = \dot{\varphi}_{2x} = 0$ ,  $\varphi_{2x} = 0$ , тогда при  $C_1 = 0$  и  $C_2 = 0$  уравнения (12) и (13) примут вид

$$\dot{\varphi}_{2x} = \frac{1}{GI} \left( (200\rho e^{2.05t} \cos 75t)x - \frac{M_{\text{ср}} + M_0 \cos \pi\omega_2 t}{2R\Delta\varphi_2 l} x^2 \right), \quad (14)$$

$$\varphi_{2x} = \frac{1}{GI} \left( (200\rho e^{2.05t} \cos 75t) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{\text{ср}} + M_0 \cos \pi\omega_2 t}{6R\Delta\varphi_2 l} x^3 \right). \quad (15)$$



**Рис. 5.** Изменение угла относительного поворота вала пильного цилиндра в зависимости от времени для различной длины вала.



**Рис. 6.** Изменение углового поворота вала пильного цилиндра при кручении в зависимости от длины вала (для  $t = 1.8$  с).

На основе решения уравнений (14), (15) изучена динамика крутильных колебаний вала пильного цилиндра джина с распределенными параметрами. Построены графики изменения угла относительного поворота вала пильного цилиндра (рис. 5) и углового поворота вала при кручении (рис. 6) в зависимости от длины вала  $l$ .

В результате этого установлены максимальные значения угла относительного поворота и угла поворота вала пильного цилиндра при кручении равные, соответственно  $1.89^\circ/\text{м}$  и  $4.39^\circ$ .

**5. Обсуждение результатов в научном и прикладном аспектах.** Изучение машин в виде машинных агрегатов позволило установить динамику пуска электродвигателя и крутильных колебаний вала пильного цилиндра джина с распределенными параметрами. Для этого были использованы подсистемы как с сосредоточенными параметрами (уравнения Лагранжа II рода), так и с распределенными (уравнение Лапласа в цилиндрических координатах).

Изучение машинного агрегата пильного цилиндра с сосредоточенными параметрами показало, что критический движущий момент электродвигателя составляет  $40000$  Н·м, переходный процесс протекает в течение  $3$  с, а максимальное значение углового ускорения пильного цилиндра достигает  $9000$  рад/с<sup>2</sup> при  $t = 1.8$  с.

На основе построенных графиков (рис. 5, 6) в результате изучения машинного агрегата пильного цилиндра с распределенными параметрами установлены максимальные

значения угла относительного поворота и угла поворота вала пыльного цилиндра при кручении – соответственно  $1.89^\circ/\text{м}$  и  $4.39^\circ$ .

### КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Артоблевский И.И.* Теория механизмов и машин / Учеб. для вузов. Изд. 4, перераб. и доп. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 640 с.
2. *Коршун В.Н.* Обоснование энергосберегающих параметров машинных агрегатов с электроприводом // Вестник КрасГАУ. 2013. № 5. С. 188.
3. *Лощинин Н.В.* Уравнение движения и обобщённые параметры машинного агрегата с вариатором // Вестник РАЕН. 2017. № 4. С. 44.
4. *Попович В.С., Пестрецов Р.Е.* Особенности приведения крутильных систем в машинных агрегатах с зазорами // Ползуновский вестник. ФГБОУ ВПО “Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова”. 2015. № 4-1. С. 27.
5. *Тимофеев Г.А., Люминарский И.Е., Люминарская Е.С.* Динамический анализ и синтез механизмов с учетом механической характеристики асинхронного электродвигателя // Инженерный журнал “Наука и инновации. МГТУ имени Н.Э. Баумана”. 2017. № 5. С. 8.
6. *Корнеев Ю.С., Гордон В.А., Корнеева Е.Н., Гулидова Т.Ю.* Расчет времени разгона привода с пускозащитной муфтой. Динамический анализ и синтез механизмов с учетом механической характеристики асинхронного электродвигателя // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева. 2016. № 2. С. 41.
7. *Jozef Steinhäuser, Milan Nad’.* Principles of Modelling of Machine Aggregates. Acta Technica Corvinensis – Bulletin of Engineering. Oct–Dec. 2015. V. 8. Issue 4. P. 57.
8. *Вульфсон И.И.* К проблеме снижения виброактивности приводов цикловых машин при учете динамических характеристик электродвигателя // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 4. С. 12.
9. *Вульфсон И.И.* Динамика цикловых машин. СПб.: Политехника, 2013. 425 с.
10. *Vulfson I.* Dynamics of Cyclic Machines. (Expanded Edition of the Monograph [3] translation). Heidelberg, New York. Dordrecht; London: Springer, 2015. 410 p.
11. *Пискунов Н.С.* Дифференциальное интегральное исчисление для вузов // Учебное пособие для вузов. Изд. 13. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. Т. 2. 560 с.
12. *Мухаммадиев Д.М.* Исследование математической модели машинного агрегата двухбарабанного питателя // Известия вузов. Технология текстильной промышленности, 2008. № 4. С. 115.
13. *Мухаммадиев Д.М., Рахматкариев Ш.У., Арифджанов А.З.* Анализ статических и динамических характеристик пыльного цилиндра волокноотделителя // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 2. С. 13.
14. *Мухаммадиев Д.М.* Исследование неравномерности вращения пыльного цилиндра джина 5ДП-156 при различных характеристиках асинхронного электродвигателя // Вестник КрасГАУ. 2008. № 1. С. 236.
15. *Кравчик А.Э и др.* Асинхронные двигатели серии 4А. М.: Энергоиздат, 1982. 504 с.