

3. Солонин И.С. Математическая статистика в технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 1972. – С. 216.
4. Стабников В.Н., Баранцев В.И. Процессы и аппараты пищевых производств. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Легк. и пищ. пром-сть, 1983. – 328 с.
5. Файвишевский М.Л. Переработка пищевой кости. – М.: Агропромиздат, 1986. – С. 175.
6. Шелепов В.Г. Северное оленеводство. Технологические процессы в домашнем северном оленеводстве. – М., 1997. – С. 205.
7. Новые технологии в производстве биологически активных субстанций из пантовой продукции // Сельскохозяйственная наука АПК Сибири, Монголии, Казахстана и Кыргызстана: тр. 7-й междунар. науч.-практ. конф. – Новосибирск, 2005. – С. 322–327.



УДК: 625.084/085:625.855.3

Н.Ю. Клиндух, И.И. Терехова, Т.Н. Поляков

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИВОДА ВИБРОУПЛОТНЯЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Авторами приводятся разработанная ими программа моделирования привода виброуплотняющего оборудования, а также схемы агрегатов гидропривода с поступательным движением и их математические модели.

Ключевые слова: *привод, насос, распределитель, трубопроводы, гидросхема, макроблок, MATLAB-Simulink, давление, плотность, рабочая жидкость.*

N.Yu. Klindukh, I.I. Terekhova, T.N. Polyakov

THE DRIVE MODELING OF VIBROCOMPACTION EQUIPMENT

The program of vibrocompaction equipment drive modeling, schemes of hydraulic actuator aggregates with progressive movement and their mathematical models are given.

Key words: *drive, pump, distributor, pipelines, hydro-scheme, macro-block, MATLAB-Simulink, pressure, density, working liquid.*

Введение. Рабочий процесс привода виброуплотняющего оборудования является сложной динамической системой. Использование программной среды «MATLAB-Simulink» при моделировании привода виброуплотняющего оборудования дает возможность анализировать структуры и влияние параметров системы, решить задачу синтеза путем подбора корректирующих элементов.

Цель исследования. Формирование математической модели привода виброуплотняющего оборудования для исследования динамических режимов работы оборудования.

Для моделирования привода виброуплотняющего оборудования использована программная оболочка в среде MATLAB. Эта система является идеальным средством для реализации всех видов моделирования: аналитического, численного, имитационного и ситуационного. Система имеет мощные средства диалога, графики и комплексной визуализации, а также многочисленные программные пакеты для расширения функций системы: символического дифференцирования и интегрирования, идентификации систем, построения и исследования искусственных нейронных систем, обработки сигналов и изображений, решения обыкновенных дифференциальных уравнений и т.д. Одним из таких пакетов системы MATLAB является пакет визуального имитационного и ситуационного моделирования Simulink, позволяющий исследовать многие линейные и нелинейные блочные динамические системы и устройства произвольного назначения. Модель создается из стандартных функциональных графических блоков, набор которых в пакете очень велик и постоянно расширяется. Параметры блоков задаются с помощью удобных диалоговых панелей

Гидросистема привода виброуплотняющего оборудования содержит источник питания (насос), пропорциональный распределитель, гидроцилиндр и трубопроводы (полости). Для моделирования гидропривода разработана математическая модель элементов гидросистемы. Программа гидросистемы, набранная в среде «Matlab-Simulink», приведена на рисунке 1.

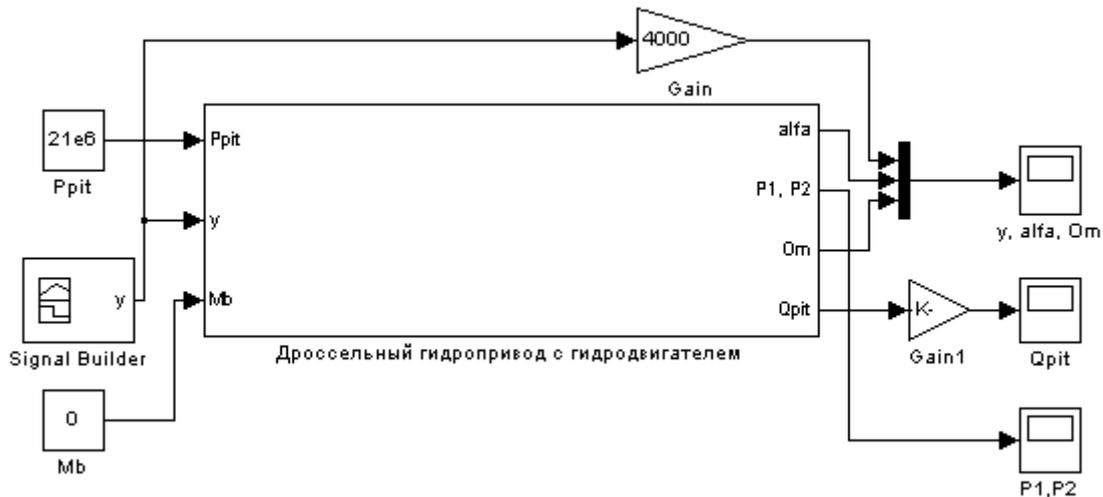


Рис. 1. Схема дроссельного гидропривода виброуплотняющего оборудования, набранная в среде «MATLAB-Simulink»

В качестве входных данных для модели использовались: постоянное давление питания ($P_0 = 21 \text{ МПа}$), внешний возмущающий момент ($M_b = 0$) и сигнал, соответствующий значению плунжера ($u_{\text{max}} = 0,3 \text{ мм}$), который меняется по времени и задается при помощи функции “Signal Builder” в ПК “MATLAB”.

Все постоянные значения параметров макроблоков модели гидропривода задавались при помощи “М-файла” в отдельном текстовом документе, имеющем следующий вид: коэффициент утечек в дренаж L_y , $\text{м}^3\text{с/Па}$; $L_y=1\text{e-}11$; коэффициент перетечек между полостями L_p , $\text{м}^3\text{с/Па}$; $L_p=4\text{e-}12$; модуль объемной упругости жидкости $E_{ж}$, Па; $E_{ж}=9.0\text{e}8$; $E_{ж3}=1\text{e}9$; объем полости 1 V , м^3 ; $Wp1=0.0005$; объем полости 2 V , м^3 ; $Wp2=0.0005$; объем полости 3 V , м^3 ; $Wp3=1\text{e-}3$; момент инерции J_{gd} , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $J_{gd}=200$; коэффициент скоростного сопротивления f_{gd} , Нм с/рад ; $f_{gd}=100$; максимальное давление в полостях 1,2 p_{max} , МПа; $p_{\text{max}}=50\text{e}6$; максимальное давление в полости 3 p_{max} , МПа; $p_{\text{max}3}=25\text{e}6$; минимальное давление в полости 3 p_{min} , МПа; $p_{\text{min}3}=1\text{e}6$; давление слива P_{sl} , МПа; $P_{sl}=0.3\text{e}6$; плотность жидкости ρ_0 , кг/м^3 ; $\rho_0=800$; диаметр золотника D , м; $D=0.005$; коэффициент использования периметра k_p ; $k_p=0.5$; радиальный зазор dz , м; $dz=0$; коэффициент расхода u ; $u=0.71$; $g_{\text{pmax}}=0.523$; $k_{\text{din}}=0$; $k_{\text{reg}}=1\text{e-}7$; $k_n=1.2\text{e-}3$

Математическая модель насоса гидропривода разработана в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 2, а. Блок-схема гидравлического насоса приведена на рисунке 2, б.

Работа насоса описывается уравнением моментов на валу (узел k) и уравнением потоков на входе (i) и выходе (j) с учетом объемных потерь [1].

При этом неравномерность подачи вследствие кинематических особенностей насоса и сжимаемости жидкости в полостях не учитывается.

$$M_k = q_n f(q)(p_j - p_i) + a_\omega \frac{\omega_a}{u_\omega} + a_p |p_j - p_i| + a;$$

$$Q_{i,j} = q_n f(q) \frac{\omega_a}{u_\omega} \pm k_{ym} p_{i,j},$$

где q_n – максимальный рабочий объем насоса; $f(q)$ – параметр регулирования; $-1 \leq f(q) \leq 1$; ω_a – угловая скорость вала двигателя (дизеля); a_ω – коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от угловой скорости; a_p – коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от давления; a – постоянная гидромеханических потерь; u_ω – передаточное число редуктора; k_{ym} – коэффициент объемных потерь насоса; для Q_i , p_i принимается знак «плюс», для Q_j , p_j – «минус».

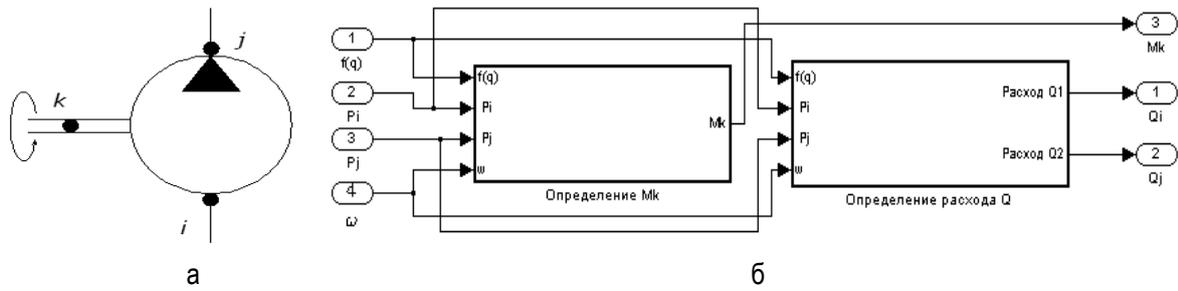


Рис. 2. Насос: а – расчетная схема; б – блок-схема

Моделирование насоса по параметру крутящего момента и расхода рабочей жидкости выполняется по схеме, приведенной на рисунках 3,а и 3,б.

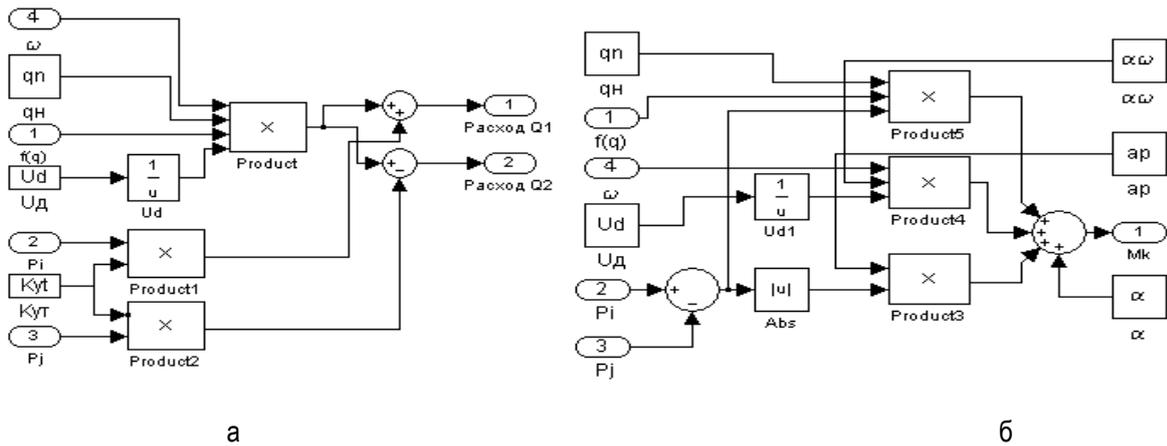


Рис. 3. Макроблок: а – определения крутящего момента; б – определения расхода рабочей жидкости (Q_i и Q_j)

Динамика гидроцилиндра, расчетная схема которого приведена на рисунке 4,а, описывается уравнениями поступательного движения поршня (узел k) под действием сил давления, внешней нагрузки, сил трения и уравнениями расходов на входе (i) и выходе (j) с учетом сжимаемости жидкости в полостях. На рисунке 4,б приведена блок-схема гидроцилиндра, содержащая макроблоки по моделированию расхода рабочей жидкости (Q), коэффициента упругости рабочей жидкости ($K_{упр}$), скорости выдвигения штока гидроцилиндра (V_k), усилия (F), приведенного объемного модуля упругости полости с жидкостью ($E_{пр}$), коэффициентов пропорциональности между давлениями в полостях I (i) и II (j) и силой трения в манжетных уплотнениях (K).

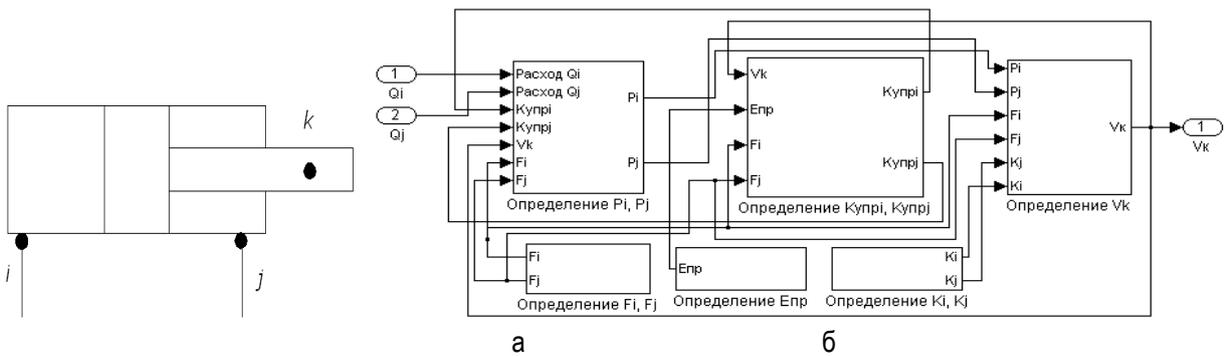


Рис. 4. Гидроцилиндр: а – расчетная схема; б – блок-схема

$$\dot{v}_k = m^{-1} [p_i F_i - p_j F_j - h v_k - (R_{mp}^0 + k_i p_i + k_j p_j) \text{sign} v_k - R_{\text{ц}}];$$

$$\dot{z}_k = v_k, 0 \leq z_k \leq L_{\text{ц}}; \dot{p}_i = \frac{Q_i - F_i v_k}{k_{\text{уппи}}}; \dot{p}_j = \frac{F_j v_k - Q_j}{k_{\text{уппж}}};$$

$$k_{i,j} = \frac{\pi}{2} f (D_{\text{ц}} + D_{i,j}) H; k_{\text{уппи}} = \frac{\Delta V_i + z_k F_i}{E_{\text{нр}}}; k_{\text{уппж}} = \frac{\Delta V_j + (L_{\text{ц}} - z_k) F_j}{E_{\text{нр}}};$$

$$E_{\text{нр}} = \frac{E_{\text{жс}}}{1 + \frac{D_{\text{ц}}}{\delta} \frac{E_{\text{жс}}}{E_{\text{см}}}}$$

где v_k – скорость поршня; m – приведенная к штоку масса подвижных частей гидроцилиндра; $F_i = \pi(D_{\text{ц}}^2 - D_i^2)/4$ рабочая площадь поршня в полости I, примыкающей к узлу i (здесь $D_{\text{ц}}$ – диаметр цилиндра; D_i – диаметр штока в полости I); $F_j = \pi(D_{\text{ц}}^2 - D_j^2)/4$ – рабочая площадь поршня в полости II, примыкающей к узлу j (здесь D_j – диаметр штока в полости II); h – коэффициент вязкого трения; $R_{\text{мп}}^0$ – сила трения в манжетных уплотнениях при отсутствии давления; $R_{\text{ц}}$ – усилие на штоке; $L_{\text{ц}}$ – ход поршня; f – коэффициент трения уплотнения по поверхности цилиндра; H – высота манжетного уплотнения; ΔV_i и ΔV_j – мертвые объемы полостей I и II; $E_{\text{нр}}$ – приведенный объемный модуль упругости полости с жидкостью; $E_{\text{жс}}$ – объемный модуль упругости рабочей жидкости; δ – толщина стенки цилиндра; $E_{\text{см}}$ – модуль упругости материала стенки цилиндра.

Макроблок “Золотник” реализует математическую модель дросселирующего распределителя на примере четырехщелевого цилиндрического золотника при произвольной гидравлической нагрузке. Расчетная схема золотника приведена на рисунке 5, а. На рис. 5, б – блок-схема золотника. Расход через местное сопротивление золотника выражается зависимостью

$$\dot{Q}_{rs} = B \left[\mu f_{rs}(z) \text{sign}(p_r - p_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_r - p_s| - Q_{rs}} \right],$$

где $f_{rs}(z)$ – площадь проходного сечения канала золотника, соединяющего узлы на входе (i) и выходе (j), в функции перемещения золотника z , максимальное значение которой равно $\pi D_y^2 / 4$ (здесь D_y – условный проход).

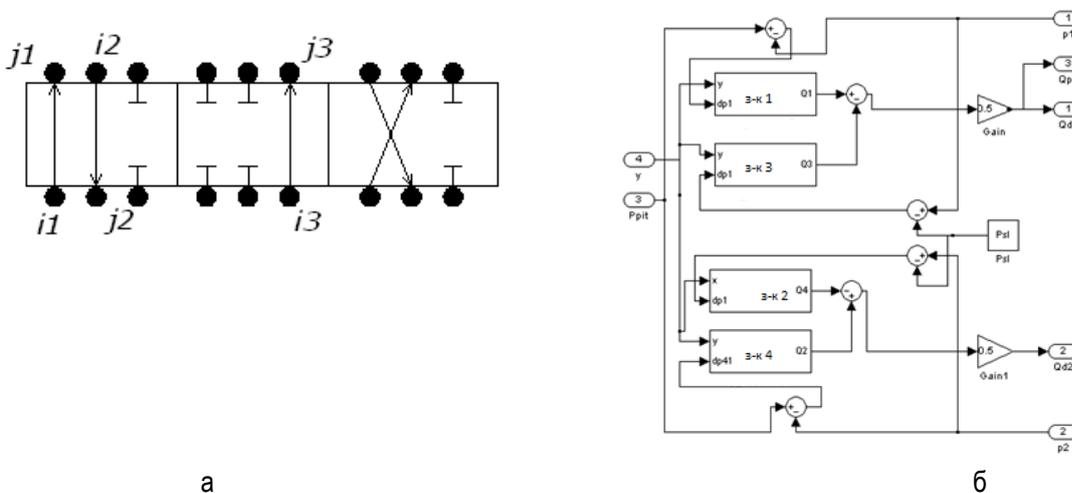


Рис. 5. Золотник: а – расчетная схема; б – блок-схема

Учтены рекуперативные динамические режимы при произвольном давлении питания. Скорость движения золотника регулируется сигналом управления его распределителем. При таком управлении изменяется продолжительность пребывания распределителя в крайнем положении, что позволяет уменьшать или увеличивать среднюю скорость движения выходного звена. Однако дискретное переключение распределителя обычно сопровождается колебаниями давлений в напорной и сливной магистралях, а также в каналах аппарата управления и полостях исполнительного двигателя, что может вызвать повреждение элементов привода.

Гидроприводы большинства мобильных машин характеризуются сравнительно малой длиной простых участков трубопроводов, редко достигающей 5 м, и относительно невысоким быстродействием направляющей гидроаппаратуры. Рабочее давление достигает 20 МПа, а в отдельных случаях 30 МПа. В этих условиях, как показывают специальные исследования, для описания динамических процессов в трубопроводах с жидкостью допустима математическая модель с сосредоточенными параметрами на входе (*i*) и выходе (*j*).

Расчетная схема трубопровода приведена на рисунке 6,а. Блок-схема трубопровода приведена на рисунке 6,б.

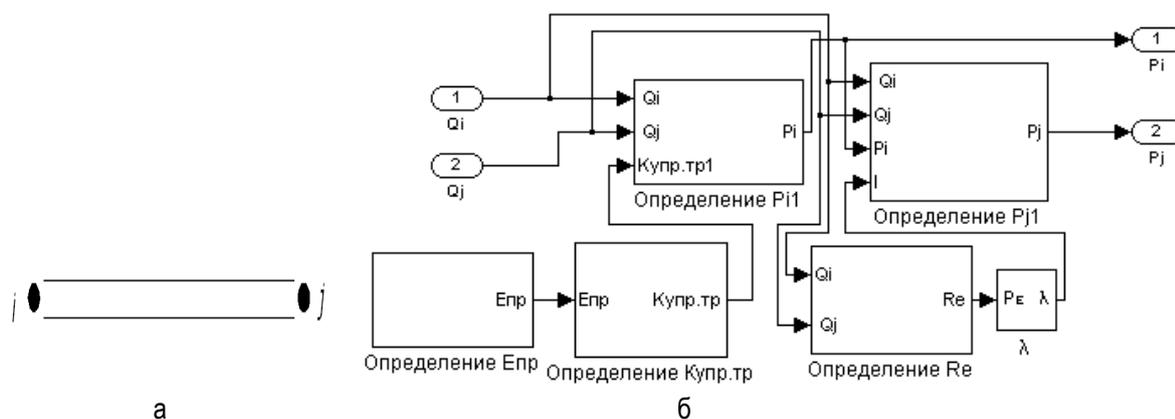


Рис. 6. Трубопровод: а – расчетная схема; б – блок схема

$$p_i = \frac{Q_i - Q_j}{k_{упр.мп}}; p_j = p_i - \lambda \frac{8\rho L_{мп}}{\pi^2 d_{мп}^5} \left| \frac{Q_i + Q_j}{2} \right| \left| \frac{Q_i + Q_j}{2} \right|; k_{упр.мп} = \frac{\pi d_{мп}^2 L_{мп}}{4E_{пр}};$$

$$E_{пр} = \frac{E_{жс}}{1 + \frac{d_{мп}}{\delta_{мп}} \frac{E_{жс}}{E_{см}}}; \lambda = \begin{cases} 75 / Re & \text{при } Re \leq 2300 \\ 0.31464 Re^{-0.25} & \text{при } Re > 2300 \end{cases}; Re = \frac{2|Q_i + Q_j|}{\pi d_{мп} v_{жс}}$$

где $k_{упр.мп}$ – коэффициент упругости трубопровода с жидкостью; $d_{мп}$ – диаметр трубопровода; $L_{мп}$ – длина трубопровода; $E_{пр}$ – приведенный объемный модуль упругости трубопровода с жидкостью; $E_{жс}$ – модуль упругости жидкости; $\delta_{мп}$ – толщина стенки трубопровода; $E_{см}$ – модуль упругости материала трубопровода; λ – коэффициент потерь по длине; Re-число Рейнольдса, $v_{жс}$ – кинематическая вязкость жидкости; ρ – плотность рабочей жидкости.

Блок-схема трубопровода содержит пять макроблоков по определению плотности рабочей жидкости, приведенного объемного модуля упругости трубопровода с жидкостью, коэффициента упругости трубопровода с жидкостью, числа Рейнольдса, коэффициента потерь по длине трубопровода.

Рассмотренные уравнения справедливы при следующих условиях:

- волновые процессы в трубопроводах не рассматриваются;
- потери давления по длине трубопровода зависят от среднего значения расходов на входе и выходе;
- инерционная составляющая сил рабочей жидкости в трубопроводах не учитывается.

Литература

1. Емельянов Р.Т., Прокопьев А.П., Климов А.С. Моделирование рабочего процесса гидропривода с дроссельным регулированием // Строительные и дорожные машины. – 2009. – № 11. – С. 62–64.
2. Казмиренко В.Ф. Электروهидравлические мехатронные модули движения: основы теории и системное проектирование. – М.: Радио и связь, 2001. – 431 с.
3. Каверзин С.В., Лебедев В.П., Сорокин Е.А. Дроссельный разогрев рабочей жидкости в гидроприводе самоходных машин // Строительные и дорожные машины. – 1995. – № 10. – С. 20–22.
4. Загорулько А.В., Харин М.Ю. Исследование влияния проводимости подводящего дросселя на статические характеристики затворного импульсного уплотнения // Вестник высшей школы. – Киев, 2005. – №1(73). – С. 34–43.
5. А. С. 1413172 СССР Е 01 С 19/48. Асфальтоукладчик / А.Н. Курзяков, В.В. Кабанов, В.П. Нелуца (СССР); заявитель и правообладатель ВНИИСТРОИДОРМАШ. – №4061164/29-33; заявл. 28.04.1986; опубл. 30.07.1988, Бюл. № 28. – 5 с.



УДК 621.838.2

М.В. Меснянкин, М.А. Мерко, А.В. Колотов, А.Е. Митяев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ ОБЛАСТЕЙ СУЩЕСТВОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ-ПРОТОТИПОВ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО МЕХАНИЗМА КАЧЕНИЯ ПРИ ВВОДЕ ПОПРАВКИ В РАСЧЕТ ПО ДОРОЖКЕ КАЧЕНИЯ ВНУТРЕННЕГО КОЛЬЦА

Рассмотрены вопросы определения границ областей существования механизма-прототипа при вводе поправки в расчет геометрических параметров эксцентрикового механизма качения посредством изменения величины радиуса дорожки качения внутреннего кольца. Полученные области позволяют исключить сочетания величин исходных данных, при которых задача расчета номинальных значений геометрических параметров эксцентрикового механизма качения (ЭМК) не будет иметь решения.

Ключевые слова: механизм-прототип, область существования, эксцентриковый механизм качения, геометрические параметры, тела качения, дорожки качения.

M.V. Mesnyankin, M.A. Merko, A.V.Kolotov, A.E. Mityaev

EXISTENCE FIELD LIMIT DETERMINATION OF THE MECHANISM-PROTOTYPES FOR THE ROLLING ECCENTRIC MECHANISM WHILE INTRODUCING CORRECTION DATA INTO CALCULATION ON THE INNER CIRCLE ROLLING TRACK

The problems of existence field limit determination of the mechanism-prototype while introducing correction data into the calculation of rolling eccentric mechanism geometric parameters by means of inner circle rolling track radius size changing are considered. The received fields allow to exclude initial data size combinations, in which the task of calculating nominal values of rolling eccentric mechanism (REM) geometrical parameters will have no solution.

Key words: mechanism-prototype, existence field, rolling eccentric mechanism, geometric parameters, rolling bodies, rolling tracks.

Введение. При реализации технологических операций, требующих перемешивания или смешивания различных веществ, зачастую имеет место неравномерность перемешивания или промешивания, что сказывается на качестве получаемого продукта. Эффективность данных процессов напрямую связана с формой исполнительного органа и видом движения, им совершаемого, что, в свою очередь, оказывает влияние на массу и размеры используемого оборудования. Повышение эффективности данных технологических операций является актуальной задачей, решение которой возможно обеспечить посредством использования механизмов со сложным движением выходного звена. К механизмам данного вида относится эксцентриковый механизм качения (ЭМК), который получен на базе механизма-прототипа посредством смещения центров наружного и внутреннего колец относительно друг друга на некоторую величину (эксцентриситет).

Авторами проведен ряд работ, направленных на разработку механизмов со сложным движением выходного звена на базе ЭМК [1–4], анализ результатов которых показывает, что задача определения номинальных значений геометрических параметров эксцентрикового механизма качения, независимо от направления