

НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 519.8 : 621.73

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ РЫЧАЖНОЙ РАДИАЛЬНО-КОВОЧНОЙ МАШИНЫ

Паршин В.С., Карамышев А.П., Чигринский А.Е., Чумакова Л.А., Некрасов И.И.

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Екатеринбург, Россия

Аннотация. В статье рассмотрены проблемы расчета и выбора приведенной модели для изучения динамического нагружения привода рычажной радиально-ковочной машины. Разработана и проанализирована расчетная схема, получена система дифференциальных уравнений для исследования динамических процессов в приводной линии рычажной радиально-ковочной машины. Изложен порядок расчета динамического нагружения, представлены формулы для расчета и приведения моментов инерции, жесткости и моментов, входящих в расчет упругих звеньев, произведено обоснование выбора расчетной динамической модели. Представлена система дифференциальных уравнений для расчета динамического нагружения привода рычажной радиально-ковочной машины.

Ключевые слова: ковка, рычажная радиально-ковочная машина, расчетная динамическая модель, момент инерции, жесткость звеньев, приведение звеньев привода, динамические нагружения, система дифференциальных уравнений движения масс.

Введение

Проектирование приводных линий различного металлургического оборудования производят по максимальному требуемому усилию на рабочем инструменте, нагрузке на исполнительном органе и т.д. Однако при динамическом действии нагрузок напряжения обычно будут больше, чем при статическом действии тех же нагрузок. Исходя из этого, необходимо производить оценку влияния динамической составляющей действующей на механизм нагрузки, что позволит определить эксплуатационные характеристики еще на стадии проектирования [1, 2].

Сложность исследования динамического нагружения звеньев рычажных радиально-ковочных машин обусловлена конструктивным исполнением и компоновкой привода. В высоконагруженных шарнирно-рычажных механизмах, как правило, стремятся устранить статическую неуравновешенность, что позволяет исключить либо снизить негативное воздействие сил инерции звеньев [3].

На **рис. 1** представлен разрез по продольной

оси главного вала привода рычажной радиально-ковочной машины.

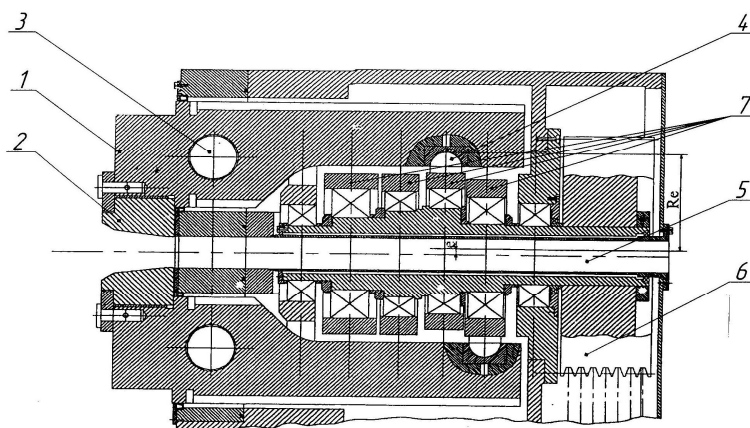


Рис. 1. Разрез по продольной оси главного вала:
1 – рычаг; 2 – боек; 3 – ось качания рычага;
4 – сферический подпятник; 5 – главный вал
с эксцентриками; 6 – ведомый шкив ременной передачи;
7 – подшипники с втулками подъема рычагов

Цель работы. Определение уровня динамических нагрузок на элементы привода кривошипного механизма со сложным движением звеньев на примере рычажной радиально-ковочной машины с целью определения рациональных параметров этих элементов.

© Паршин В.С., Карамышев А.П., Чигринский А.Е., Чумакова Л.А., Некрасов И.И., 2015

Методика проведения исследования

Из технической литературы, посвященной изучению динамики приводов машин и механизмов, известно: построение расчетной схемы базируется на предположении, что механическая часть привода может быть заменена физической моделью, состоящей из дискретных масс, которые соединены между собой упругими звеньями [4–6]. При составлении физической модели реальных механизмов и машин основным является обоснованный выбор минимального числа дискретных (сосредоточенных) масс, имея в виду, что сложность математического решения задач по расчету возрастает с увеличением их числа. Изучение влияния динамического нагружения звеньев необходимо, например, для оценки долговечности работы по критерию износа, но вначале нужно выявить, какое влияние оказывают динамические усилия в математической модели [7, 8].

Приняв во внимание особенности кинематической схемы рычажной радиально-ковочной машины, наиболее полным будет предположение представить приведенную расчетную модель привода в виде системы, разделяющейся на четыре ветки соответственно четырем рычагам машины, через которые вращательное движение двигателя преобразуется в возвратно – качательное движение бойков.

Для аналитического исследования динамических процессов в приводе рычажной радиально-ковочной машины предлагается ее приведенная модель, представленная на **рис. 2**.

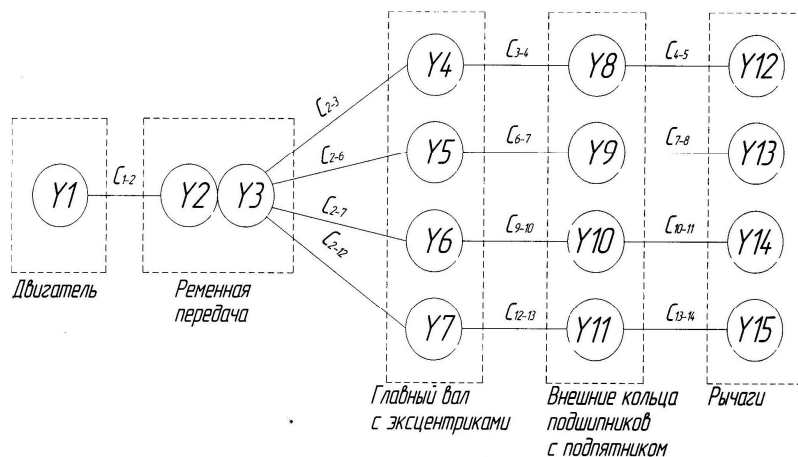


Рис. 2. Приведенная модель привода рычажной радиально-ковочной машины: $Y_{1...15}$ – момент инерции элемента привода, $\text{кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $C_{1,2...13,14}$ – коэффициент жесткости элемента привода, $\text{кН} \cdot \text{м}/\text{рад}$

Определение приведенных инерционных масс, параметров жесткости и приведенных нагрузок для расчетных схем производится по одному алгоритму путем приведения всех звеньев привода к

быстроходному валу двигателя [9–11].

$$(Y_j)^k = (Y_j)^i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 = (Y_j)^i \cdot u^2,$$

где ω_i – угловая скорость i -го вала; ω_k – угловая скорость k -го вала; $(Y_j)^i$ – момент инерции j -й массы на i -м валу; $(Y_j)^k$ – приведенный к k -му валу момент инерции j -й массы на i -м валу; u – передаточное число.

$$(C_j)^k = (C_j)^i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 = (C_j)^i \cdot u^2,$$

где $(C_j)^i$ – коэффициент жесткости j -го участка i -го вала; $(C_j)^k$ – приведенный к k -му валу коэффициент жесткости j -го участка i -го вала.

$$(M_j)^k = (M_j)^i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 = (M_j)^i \cdot u^2,$$

где $(M_j)^i$ – внешний момент, приложенный к j -й массе на i -м участке; $(M_j)^k$ – приведенный к k -му валу внешний момент, действующий на j -ю массу на i -м участке.

После приведения всех звеньев привода к валу двигателя получим систему дифференциальных уравнений движения масс, описывающую динамические процессы в приводной линии машины без учета затухания колебаний.

Расчет системы дифференциальных уравнений произведем с помощью пакета MathCAD [12], при этом получим систему, состоящую из 13 дифференциальных уравнений. Фактически, расчетная приведенная модель представляет собой четыре взаимосвязанные ветки системы, расчет которых нужно производить совместно с целью учета взаимного влияния звеньев системы друг на друга и на саму систему в целом. На основании этого принято решение учесть взаимное влияние звеньев на этапе приведения и составить систему дифференциальных уравнений таким образом, чтобы расчетная программа просчитывала их последовательно, при этом сократится число

входящих в систему дифференциальных уравнений и расчет будет произведен корректно.

Этап приведения выглядит следующим образом:

$$Y_1 = Y1;$$

$$Y_2 = Y2 \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_1}\right)^2 + Y3 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 = Y2 + Y3 \cdot u_1^2;$$

$$Y_3 = Y4 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + Y5 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + Y6 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 +$$

$$+ Y7 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 = (Y4 + Y5 + Y6 + Y7) \cdot u_1^2;$$

$$Y_4 = Y8 \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 + Y9 \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 +$$

$$+ Y10 \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 + Y11 \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 =$$

$$= (Y8 + Y9 + Y10 + Y11) \cdot u_2^2;$$

$$Y_5 = \left[m \cdot \left(\frac{V_1}{\omega_1}\right)^2 + Y12 \cdot \left(\frac{V_1}{Rp1 \cdot \omega_1}\right)^2 \right] +$$

$$+ \left[m \cdot \left(\frac{V_2}{\omega_1}\right)^2 + Y13 \cdot \left(\frac{V_2}{Rp2 \cdot \omega_1}\right)^2 \right] +$$

$$+ \left[m \cdot \left(\frac{V_3}{\omega_1}\right)^2 + Y14 \cdot \left(\frac{V_3}{Rp3 \cdot \omega_1}\right)^2 \right] +$$

$$+ \left[m \cdot \left(\frac{V_4}{\omega_1}\right)^2 + Y15 \cdot \left(\frac{V_4}{Rp4 \cdot \omega_1}\right)^2 \right],$$

где V_1, V_2, V_3, V_4 – линейные скорости подъема подпятников, м/с; R – расстояние от оси вращения рычага до точки приложения усилияковки, м; m – масса рычага, кг; $Rp1, Rp2, Rp3, Rp4$ – расстояние от оси вращения рычага до поверхности контакта с подпятником, м (рис. 3).

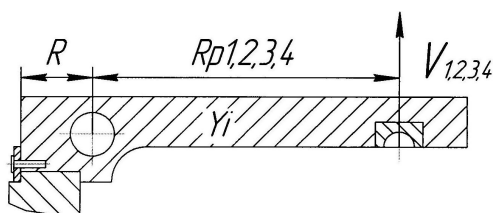


Рис. 3. Расчетная схема рычага:

V_1, V_2, V_3, V_4 – линейные скорости подъема подпятников, м/с; R – расстояние от оси вращения рычага до точки приложения усилияковки, м; $Rp1, Rp2, Rp3, Rp4$ – расстояние от оси вращения рычага до поверхности контакта с подпятником, м

Линейные скорости подъема подпятников определяются по следующей формуле [13]:

$$V = \omega \cdot e \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \left[1 + \frac{\cos(\omega \cdot t)}{\sqrt{\left(\frac{Re}{e}\right)^2 - \sin^2(\omega \cdot t)}} \right],$$

где ω – частота вращения главного вала, c^{-1} ; Re – расстояние от оси вращения главного вала до поверхности контакта соответствующего сферического подпятника и рычага, м; e – соответствующий эксцентриситет главного вала, м (см. рис. 1).

Результаты и обсуждение исследования

Система дифференциальных уравнений движения масс, описывающая динамические процессы в приводной линии системы без учета затухания колебаний, согласно расчетной схеме будет иметь вид

$$Y_1 \cdot \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_1 = M_1 - C_{12} \cdot (\Phi_1 - \Phi_2);$$

$$Y_2 \cdot \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_2 = C_{12} \cdot (\Phi_1 - \Phi_2) - C_{23} \cdot (\Phi_2 - \Phi_3);$$

$$Y_3 \cdot \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_3 = C_{23} \cdot (\Phi_2 - \Phi_3) - C_{34} \cdot (\Phi_3 - \Phi_4);$$

$$Y_4 \cdot \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_4 = C_{34} \cdot (\Phi_3 - \Phi_4) - C_{45} \cdot (\Phi_4 - \Phi_5);$$

$$Y_5 \cdot \frac{d^2}{d\tau^2} \Phi_5 = C_{45} \cdot (\Phi_4 - \Phi_5) - M_3,$$

где $Y_1, Y_2, Y_3 \dots, Y_5$ – приведенные моменты инерции масс привода, $кН \cdot м \cdot c^2$; $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3 \dots, \Phi_5$ – углы поворота этих масс при колебании, рад; $C_{12}, C_{23}, C_{34}, C_{45} \dots, C_{45}$ – приведенные жесткости участков, $кН \cdot м / рад$; M_1, M_3 – внешние моменты, приложенные к соответствующим массам системы, $кН \cdot м$; τ – время, с.

Полученные дифференциальные уравнения можно записать в более удобном для расчета виде – в форме моментов сил упругости по методу С.Н. Кожевникова [4].

Вычитая последующее уравнение из предыдущего, согласно предложенной расчетной схеме получим:

$$\begin{aligned} \frac{d^2}{d\tau^2} M_{12} &= \frac{M_1}{Y_1} \cdot C_{12} - C_{12} \times \\ &\times \frac{Y_1 + Y_2}{Y_1 \cdot Y_2} \cdot M_{12} + \frac{C_{12}}{Y_2} \cdot M_{23}; \\ \frac{d^2}{d\tau^2} M_{23} &= \frac{C_{23}}{Y_2} M_{12} - C_{23} \times \\ &\times \frac{Y_2 + Y_3}{Y_3 \cdot Y_2} \cdot M_{23} + \frac{C_{23}}{Y_3} \cdot M_{34}; \\ \frac{d^2}{d\tau^2} M_{34} &= \frac{C_{34}}{Y_2} M_{12} - C_{34} \times \\ &\times \frac{Y_3 + Y_4}{Y_3 \cdot Y_4} \cdot M_{34} + \frac{C_{34}}{Y_4} \cdot M_{45}; \\ \frac{d^2}{d\tau^2} M_{45} &= \frac{M_3}{Y_5} \cdot C_{45} + \\ &+ \frac{C_{45}}{Y_4} M_{34} - C_{45} \cdot \frac{Y_4 + Y_5}{Y_4 \cdot Y_5} \cdot M_{45}, \end{aligned}$$

где $M_{ij} = C_{ij} \cdot (\Phi_i - \Phi_j)$ – моменты сил упругости на участке линии передачи между i -й и j -й массами.

Как видим, при рассмотрении взаимного влияния всех входящих в расчет величин на стадии приведения значительно упрощается расчет, приводящий к существенному уменьшению количества дифференциальных уравнений в системе, при этом учитывается влияние всех масс приводной линии машины на конечный результат.

Выводы. Выполненная на основе приведенных зависимостей математическая модель динамического нагружения звеньев рычажной радиально-ковочной машины позволяет оценить характер динамического нагружения, что повысит работоспособность привода путем выбора рациональных параметров звеньев, которые обеспечат наименьший уровень динамических усилий без потери жесткости приводной линии машины.

Полученная математическая модель является составной частью разработанной на кафедре «Металлургические и роторные машины» ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н.Ельцина» методики, позволяющей проводить технологические расчеты и связанные с ними расчеты динамического нагружения для оценки работоспособности и выбора рациональных параметров звеньев.

В частности, проведенные расчеты в выполненной математической модели были использованы для разработки конструкции радиально-

ковочной машины для подготовки концов теплообменных труб из коррозионностойких сталей аустенитного класса к волочению РКМ-45 [14].

Список литературы

1. Ибрагимов Ф.Г., Коковихин А.В., Кандауров Л.Е. Определение остаточной деформации облицовочной планки прокатной клетки с учетом динамических напряжений при ударе // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2006. №1. С. 48–50.
2. Разработка математической модели контактно-гидродинамического расчета подшипников качения с целью повышения их эксплуатационных характеристик на стадии проектирования / Жиркин Ю.В., Мироненков Е.И., Султанов Н.Л., Тютяряков Н.Ш., Юсупов Р.Р., Александров А.А. // Механическое оборудование металлургических заводов. 2013. №2. С. 115–120.
3. Родионов Н.А., Сотников А.Л., Журба В.В. Исследование влияния инерционных нагрузок на нагружения шарнирно-рычажного механизма качения сортовой МНЛЗ // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2013. №4. С. 70–73.
4. Иванченко Ф.К., Красношапка В.А. Динамика металлургических машин. М.: Металлургия, 1983. 295 с.
5. Динамика и прочность прокатного оборудования / Иванченко Ф.К., Полухин П.И., Тылкин М.А., Полухин В.П. М.: Металлургия, 1970. 486 с.
6. Лехов О.С. Оптимизация машин для деформации непрерывнолитых заготовок. Екатеринбург: УИФ «Наука», 1995. 181 с.
7. Методология вероятностной оценки надежности элементов машин по различным критериям / Анцупов А.В., Анцупов А.В., Анцупов В.П., Слободянский М.Г., Овсов А.М. // Механическое оборудование металлургических заводов. 2012. №1. С. 28–34.
8. Сергеев С.В., Решетников Б.А., Сергеев Ю.С. Исследование динамических нагрузок и оценка долговечности работы роторных инерционных виброприводов // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2008. №1. С. 76–81.
9. Иванченко Ф.К., Красношапка В.А. Прикладные задачи динамики машин. Киев: Выща шк., 1983. 200 с.
10. Комратов Ю.С., Лехов О.С. Реконструкция и развитие сталеплавно-прокатного комплекса (На примере Нижнетагильского металлургического комбината). Екатеринбург: Аквапресс, 2001. 136 с.
11. Митюшов Е.А., Берестова С.А. Теоретическая механика: учебник для вузов. М.: Издательский центр «Академия», 2006. 320 с.
12. Дьяконов В. Mathcad 8/2000: специальный справочник. СПб.: Питер, 2000. 592 с.: ил.
13. Определение усилия обжатия заготовок на радиально-ковочной машине AVS / Карамышев А.П., Паршин В.С., Некрасов И.И. и др. // Металлург. 2009. № 3. С. 61–63.
14. Разработка технологии и машины для подготовки концов теплообменных труб из коррозионностойких сталей аустенитного класса к волочению / Карамышев А.П., Паршин В.С., Некрасов И.И. и др. // Современные металлические материалы и технологии (СММТ 2013): труды международной научно-технической конференции. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. 774 с.
15. Подготовка концов труб перед волочением на радиально-ковочной машине AVS / Карамышев А.П., Паршин В.С., Некрасов И.И. и др. // Металлург. 2008. № 9. С. 40–41.

MATHEMATICAL MODEL BUILDING OF DYNAMIC LOADING OF LEVER RADIAL-FORGING MACHINE

Parshin Vladimir Sergeevich – D.Sc. (Eng.), Professor, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.

Karamyshev Andrey Pavlovich – Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.

Chygrynskiy Alexey Evgenovich – Postgraduate Student, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, Ekaterinburg, Russia. E-mail: Alexey_Chigrinskiy@mail.ru.

Chumakova Larisa Aleksandrovna – Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.

Nekrasov Igor Ivanovich – Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.

Abstract. The article deals with calculation and selection of the model for studying dynamic loading of the lever radial-forging machine drive. The authors have developed and analyzed a computational scheme and have arrived at a system of difference equations for studying dynamic processes in a driveline of a lever radial-forging machine. Calculation of dynamic loading has been outlined. Formulae for calculation and reduction of inertia moments, stiffness and moments factored in calculation of elastic links have been presented. Selection of a dynamic simulation model has been proved. The difference equation system for calculation of dynamic loading of the lever radial-forging machine drive has been presented.

Keywords: Forging, lever radial-forging machine, dynamic simulation model, inertia moment, stiffness of links, reduction of drive links, dynamic loading, difference equation systems of mass motion.

References

1. Ibragimov F.G., Kokovikhin A.V., Kandaurov L.E. Residual deformation test of a lining plate of a roll mill stand allowing for dynamic impact stress. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2006, no. 1, pp. 48-50.
2. Zhirkin Yu.V., Mironenkov E.I., Sultanov N. L., Tyutyakov N. Sh., Yusupov R. R., Alexandrov A.A. Development of a mathematical model of rolling bearings contact and hydrodynamic calculation to improve their performance at the design stage. *Mekhanicheskoe oborudovanie metallurgicheskikh zavodov* [Mechanical equipment of metallurgical plants]. 2013, no. 2, pp. 115-120.
3. Rodionov N. A., Sotnikov A.L., V. V Zurba. Study of influence of inertial loads on loadings of knuckle-lever billet-caster oscillator. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2013, no. 4, pp. 70-73.
4. Ivanchenko F.K., Krasnoshapka V.A. *Dinamika metallurgicheskikh mashin* [Dynamics of metallurgical machines]. Moscow: Metallurgy, 1983. 295 p.
5. Ivanchenko F.K., Polukhin P. I., Tylkin M. A., Polukhin V.P. *Dinamika i prochnost' prokatochno oborudovaniya* [Dynamics and durability of rolling equipment]. Moscow: Metallurgy, 1970. 486 p.
6. Lekhov O. S. *Optimizatsiya mashin dlya deformatsii nepreryvno-litykh zagotovok* [Optimization of machines for continuous-cast blank working]. Yekaterinburg: UIF "Nauka", 1995. 181 p.
7. Antsupov A.V., Antsupov A.V., Antsupov V.P., Slobodyansky M. G., Ovsov A.M. Methodology of a probabilistic estimate of machine component reliability by different criteria. *Mekhanicheskoe oborudovanie metallurgicheskikh zavodov* [Mechanical equipment of metallurgical plants]. 2012, no. 1, pp. 28-34.
8. Sergeev S.V., Reshetnikov B. A., Sergeev U.S. Study of dynamic loads and estimation of durability of rotary inertia vibration drives. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2008, no. 1, pp. 76-81.
9. Ivanchenko F.K., Krasnoshapka V.A. *Prikladnye zadachi dinamiki mashin* [Applied problems of machines dynamics]. Kiev, 1983. 200 p.
10. Komratov Yu.S., Lekhov O. S. *Rekonstruktsiya i razvitie staleplavil'no-prokatnogo kompleksa (Na primere Nizhnetagil'skogo metallurgicheskogo kombinata)* [Reconstruction and development of a steelmaking and rolling complex (A study of the Nizhny Tagil Iron and Steel Works)]. Yekaterinburg: Aqva-press, 2001. 136 p.
11. Mityushov E.A., Berestova S. A. *Teoreticheskaya mekhanika: uchebnyy dlya vuzov* [Theoretical mechanics: a textbook for students of higher education institutions]. Moscow: "Akademiya" publishing center, 2006. 320 p.
12. Diakonov V. *Matkad 8/2000: spetsial'nyy spravochnik* [Mathcad 8/2000: special reference book]. St. Petersburg, 2000. 592 p.
13. Karamyshev A.P., Parshin V. S., Nekrasov I.I., and colleagues. Definition of effort of sinking of preparations by radial and forging AVS. *Metallurg* [Metallurgist]. 2009, no. 3, pp. 61-63.
14. Karamyshev A.P., Parshin V. S., Nekrasov I.I., and colleagues. Development of a technology and design of a machine aimed to prepare ends of heat-exchange pipes, produced from corrosion-resistant austenitic steel, for drawing. *Sovremennye metallicheskie materialy i tekhnologii (SMMT 2013): Trudy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii* [Modern metallic materials and technologies (MMMT 2013): International scientific and technical conference proceedings]. SPb.: Polytechnic University, 2013. 774 p.
15. Karamyshev A.P., Parshin V. S., Nekrasov I.I., and colleagues. Preparation of pipe ends for drawing on the AVS. *Metallurg* [Metallurgist]. 2008, no. 9, pp. 40-41.

Построение математической модели динамического нагружения рычажной радиально-ковочной машины / Паршин В.С., Карамышев А.П., Чигринский А.Е., Чумакова Л.А., Некрасов И.И. // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2015. №4. С. 100–104.

Parshin V.S., Karamyshev A.P., Chygrynskiy A.E., Chumakova L.A., Nekrasov I.I. Mathematical model building of dynamic loading of lever radial-forging machine. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2015, no. 4, pp. 100–104.