

Расчет и конструирование машин

УДК 621.833.6

Алгоритм анализа эволюции геометрии зубчатых передач с плоским зацеплением при износе

В.П. Прохоров, Г.А. Тимофеев, И.Н. Чернышёва

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

An evolution analysis algorithm to predict surface wear of flat gears

V.P. Prokhorov, G.A. Timofeev, I.N. Chernysheva

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.

@ e-mail: timga@bmstu.ru

i Анализ эволюции формы профилей зубьев зубчатых эвольвентных передач и прогнозирование на его основе долговечности являются актуальными для функционирования автономных систем (например, подводных и космических аппаратов длительного использования), для которых пока невозможна автоматическая замена вышедших из строя приводных компонентов, поскольку для этого должна быть известна точная связь между износом и ресурсом работы зубчатой передачи. Рассмотрена задача анализа эволюции плоского эвольвентного зацепления при износе зубьев истирания. Предложен алгоритм анализа на основе мультипликативных критериев износа. Полученные результаты могут быть использованы для оценки и прогнозирования надежности и долговечности зубчатых передач.

Ключевые слова: зубчатая эвольвентная передача, форма профилей, долговечность, износ зубьев, надежность.

i The evolution analysis of involute gear teeth profiles and the subsequent prediction of their durability are very important for the operation of autonomous systems (e.g., submarines and spacecrafts). To automatically change failed drive components, a relationship between the gear wear and its life time must be known with high accuracy. In this paper, the evolution of a planar involute gearing subject to an abrasion teeth wearing is analyzed. An algorithm based on the analysis of multiplicative wear criteria is proposed. The results can be used to assess and predict the reliability and durability of gears.

Keywords: involute gearing, profile, durability, teeth wearing, reliability.

Во многих космических и подводных объектах применяются электромеханические приводы с зубчатыми механизмами (чаще редукторы, реже — мультипликаторы). В процессе длительной эксплуатации (более 10 000 ч) зубчатые механизмы постепенно изнашиваются, что в конечном счете приводит к изменению формы профилей зубьев, их размеров и появлению увеличенных зазоров в зацеплении. Вследствие

этого уменьшаются КПД, кинематическая точность и крутильная жесткость привода, возрастает шумность и динамические нагрузки.

Механизм износа достаточно сложен. Рабочие поверхности подвергаются абразивному, адгезионному, химическому, окислительному и другим видам износа. В настоящее время нет точного аналитического метода расчета долговечности зубчатых передач по износу вслед-

стве значительной сложности протекающих при этом процессов и многообразия влияющих факторов [1–9].

Цель работы — разработка алгоритма анализа эволюции геометрии зубчатых передач с плоским зацеплением вследствие износа профилей зубьев от истирания. При этом эволюционный процесс в зубчатой передаче может быть представлен как изменения в процессе износа следующих существенных характеристик: геометрических (форма профилей зубьев, положение и размеры опасного сечения, положение линии зацепления, дрейф полюса, кривизны), кинематических (скорость скольжения, удельное скольжение и передаточное отношение) и силовых (угол давления, контактные напряжения, нормальный износ). Исследование выполнено на базе работ [2–5].

Постановка задачи. *Принятые допущения и критерии износа.* Экспериментальные и теоретические исследования износа высших кинематических пар зубчатых, кулачковых, мальтийских и других механизмов указывают на его зависимость в общем случае от целого ряда геометрических, кинематических и силовых факторов, физико-механических свойств материалов звеньев, температуры и состояния рабочих поверхностей и промежуточной среды, однопарности или многопарности контакта, числа циклов нагружения и др., одновременный учет которых в рамках данной работы не представляется целесообразным.

Для исключения малозначимых факторов и упрощения исследования авторами работы приняты следующие допущения: первое колесо является абсолютно твердым, оно не подвержено износу и деформациям; второе колесо подвержено истиранию; температура поверхностных слоев зубьев, свойства материалов колес, состояние трущихся поверхностей и окружающей среды в процессе износа изменяются незначительно; износ происходит в условиях сухого трения; исследование ограничено зоной однопарного зацепления; исходные неизношенные профили зубьев являются заданными (например, эвольвентными) и интерпретируются как начальные условия.

Анализ множества применяемых различными исследователями критериев износа (законов эволюции) позволяет с учетом принятых допущений выделить из него две характерные группы — мультипликативные и аддитивные.

Мультипликативные критерии износа. Основаны на операции умножения частных

критериев. Так, в работе [6] предложен мультипликативный критерий, который при прочих равных условиях зависит от контактных напряжений σ и скорости скольжения v_{12} :

$$\Delta_{1j} = \frac{\beta f}{\delta_r} \left(\frac{\sigma}{\sigma_B} \right) v_{12} T, \quad (1)$$

где β — часть работы сил трения, которая идет на разрушение поверхностного слоя; f — коэффициент трения; δ_r — относительное удлинение, при котором происходит разрушение элемента материала; σ_B — предел прочности материала; T — время, за которое был изношен слой толщиной Δ_{1j} ($j=1, 2$ — индекс колеса). Для контактного напряжения из формулы Герца получим

$$\sigma = C \sqrt{\frac{\omega_2(\omega_1 - \omega_2) \operatorname{tg} \alpha_w}{v_1 v_2}};$$

$$C = 0,418 \left(\frac{M_2 E_{12}}{b} \right)^{0,5} = \text{const.}$$

Здесь v_j — относительная скорость точки контакта; ω_j — угловая скорость j -го колеса; α_w — угол зацепления; M_2 — момент сопротивления на оси ведомого колеса; E_{12} — приведенный модуль упругости материалов колес; b — длина линии мгновенного контакта.

Полагая величины β , f , δ_r и σ_B постоянными, представим (1) в виде

$$\Delta_{1j} = C_1 \sqrt{I} \cdot T,$$

где

$$C_1 = \frac{\beta f}{\delta_r \sigma_B} C = \text{const};$$

$$I = \omega_2(\omega_1 - \omega_2) \operatorname{tg} \alpha \frac{(v_1 - v_2)^2}{v_1 v_2};$$

$$v_j = -a_j \omega_j \sin \alpha + (\dot{\alpha} - \omega_j) r + \dot{a}_j \cos \alpha;$$

a_j — радиус центроиды j -го колеса; r , α — полярные координаты точки контакта на линии зацепления.

В ряде работ используются критерии, связывающие контактные напряжения и удельные скольжения λ_j следующими зависимостями:

$$\Delta_{2j} = C_2 \sigma \lambda_j, \quad C_2 = \text{const.} \quad (2)$$

Так, например, Н.И. Колчиным предложен критерий нормального износа, который можно записать в следующем виде:

$$\Delta_{3j} = q^l \lambda_j^m v_{12}^n k_{12}^p C_3, \quad C_3 = \text{const.} \quad (3)$$

Здесь l , m , n , p — весовые коэффициенты, $l+m+n+p=1$; q — удельное давление; k_{12} — приведенная кривизна.

К недостаткам мультипликативных критериев (1)–(3) относится то, что в особых точках, например, в полюсе зацепления, они обнуляются при обращении в нуль любого входящего в него частного критерия, что затрудняет учет влияния на процесс износа других частных критериев в этих точках.

Аддитивные критерии износа. Для более адекватного описания процесса износа целесообразно применять аддитивные критерии, основанные на суммировании частных критериев с определенными весовыми коэффициентами w_i , например, в виде предложенного авторами данного исследования ниже:

$$\Delta_{4j} = \frac{\sigma}{\sigma^0} w_1 + \frac{v_{12}}{v_{12}^0} w_2 + \frac{\lambda_j}{\lambda_j^0} w_3 + \frac{M_{тр.к}}{M_{тр.к}^0} w_4; \quad (4)$$

$$\sum_{i=1}^4 w_i = 1,$$

где σ^0 , v_{12}^0 , λ_j^0 , $M_{тр.к}^0$ — нормирующие множители; $M_{тр.к}$ — момент трения качения в контакте. Следует отметить, что при использовании критерия (3) и (4) возникает проблема выбора весовых коэффициентов, которая может быть решена экспериментально для конкретных условий работы зубчатой передачи, либо гипотетически исследователем на базе накопленного опыта.

Для решения задачи используем аналитическую модель плоской кинематической пары с переменным передаточным отношением и методику определения изношенной поверхности, предложенную в [6].

Алгоритм анализа эволюции зацепления при износе. *Линия зацепления и передаточное отношение при износе.* Решим обратную задачу теории зацеплений, т.е. для заданных профилей зубьев колес определим линию зацепления, передаточное отношение и другие значимые характеристики.

Пусть исходные профили заданы параметрически функциями координат в системе $O_j x_j(u_j) y_j(u_j)$. При повороте шестерни 1 вокруг оси O_1 на угол φ_1 для этих координат получим

$$\begin{aligned} \tilde{x}_1(u_1, \varphi_1) &= a_1(u_1) \cos \varphi_1 + r(u_1) \sin[\alpha(u_1) - \varphi_1] = \\ &= x_1(u_1) \cos \varphi_1 - y_1(u_1) \sin \varphi_1; \\ \tilde{y}_1(u_1, \varphi_1) &= -a_1(u_1) \sin \varphi_1 - r(u_1) \cos[\alpha(u_1) - \varphi_1] = \\ &= x_1(u_1) \sin \varphi_1 + y_1(u_1) \cos \varphi_1. \end{aligned}$$

При повороте ведомого колеса вокруг оси O_2 на угол φ_2 координаты его профиля запишем в виде

$$\begin{aligned} \tilde{x}_2(u_2, \varphi_2) &= a_2(u_2) \cos \varphi_2 + r(u_2) \sin[\alpha(u_2) - \varphi_2] = \\ &= [x_2(u_2) - a] \cos \varphi_2 - y_2(u_2) \sin \varphi_2 + a; \\ \tilde{y}_2(u_2, \varphi_2) &= -a_2(u_2) \sin \varphi_2 - r(u_2) \cos[\alpha(u_2) - \varphi_2] = \\ &= [x_2(u_2) - a] \sin \varphi_2 + y_2(u_2) \cos \varphi_2, \end{aligned}$$

где $a = O_1O_2$ — межосевое расстояние вдоль оси x .

Очевидно, что в точке контакта координаты сопряженных профилей зубьев совпадают и оба профиля имеют общую нормаль. Проекция вектора нормали \mathbf{n} к заданному профилю вычислим методами дифференциальной геометрии по формулам $n_x = \partial y / \partial u$, $n_y = -\partial x / \partial u$. Соответственно, для повернутых на угол φ_j профилей имеем

$$\begin{aligned} n_{jx} &= \frac{\partial y_j}{\partial u_j} \cos \varphi_j + \frac{\partial x_j}{\partial u_j} \sin \varphi_j; \\ n_{jy} &= \frac{\partial y_j}{\partial u_j} \sin \varphi_j - \frac{\partial x_j}{\partial u_j} \cos \varphi_j; \quad k_j = \frac{n_{jy}}{n_{jx}}. \end{aligned}$$

Здесь k_j — угловой коэффициент.

Таким образом, для определения точки контакта при повороте на угол φ_1 получаем систему трех нелинейных уравнений с тремя неизвестными — u_1 , u_2 , φ_2 :

$$\begin{cases} \tilde{x}_1(u_1, \varphi_1) = \tilde{x}_2(u_2, \varphi_2); \\ \tilde{y}_1(u_1, \varphi_1) = \tilde{y}_2(u_2, \varphi_2); \\ k_1(u_1, \varphi_1) = k_2(u_2, \varphi_2). \end{cases} \quad (5)$$

Зная функции профилей $x_j(u_j)$, $y_j(u_j)$, решаем эту систему численно, в результате чего определяем координаты контактной точки $x(\varphi_1) = \tilde{x}_j(u_j, \varphi_j)$ и $y(\varphi_1) = \tilde{y}_j(u_j, \varphi_j)$ в системе $O_1x_1y_1$ неподвижного звена. Полярные координаты линии зацепления вычислим по формулам

$$\begin{aligned} r(\varphi_1) &= \sqrt{[x(\varphi_1) - a_1(\varphi_1)]^2 + y(\varphi_1)^2}; \\ \alpha(\varphi_1) &= \arctg \left(-\frac{x(\varphi_1) - a_1(\varphi_1)}{y(\varphi_1)} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Из уравнения нормали $y = k_1x + b_1$ получим координату полюса x_p в точке пересечения нормали с межосевой линией ($y = 0$):

$$x_p(\varphi_1) = -\frac{b_1}{k_1} = -\frac{y - k_1x}{k_1} = x(\varphi_1) - \frac{y(\varphi_1)}{k_1(\varphi_1)}. \quad (7)$$

Отсюда для радиусов центроид колес имеем

$$a_1(\varphi_1) = x_p(\varphi_1); \quad a_2(\varphi_1) = a - x_p(\varphi_1). \quad (8)$$

Запишем функцию передаточного отношения в следующем виде:

$$i_{12}(\varphi_1) = \frac{a_2}{a_1} = \frac{a}{x_P(\varphi_1)} - 1. \quad (9)$$

Величина износа и координаты измененного профиля. Определив координаты линии зацепления и функцию передаточного отношения, вычислим величину износа профиля зуба ведомого колеса 2. Будем считать, что в точке контакта M_j износ происходит по нормали, т.е. расстояние r от точки M_j до полюса изменяется на величину Δ_{ij} (1)–(4). Координаты измененного профиля зуба ведомого колеса найдем из соотношений

$$\begin{aligned} \tilde{x}_2 &= (\tilde{x} - a) \cos \varphi_2 + \tilde{y} \sin \varphi_2 + a; \\ \tilde{y}_2 &= -(\tilde{x} - a) \sin \varphi_2 + \tilde{y} \cos \varphi_2, \end{aligned} \quad (10)$$

где \tilde{x} , \tilde{y} — измененные координаты точки контакта на линии зацепления,

$$\begin{aligned} \tilde{x} &= a_1 + (r - \Delta) \sin \alpha = x - \Delta \sin \alpha; \\ \tilde{y} &= -(r - \Delta) \cos \alpha = y + \Delta \cos \alpha. \end{aligned}$$

Подставляя эти выражения в (10), получим формулы измененных координат вследствие износа профиля зуба ведомого колеса:

$$\begin{aligned} \tilde{x}_2(u_2) &= x_2(u_2) - \Delta \sin(\alpha - \varphi_2); \\ \tilde{y}_2(u_2) &= y_2(u_2) + \Delta \cos(\alpha - \varphi_2). \end{aligned} \quad (11)$$

Величину износа определим в соответствии с критериями (1)–(4).

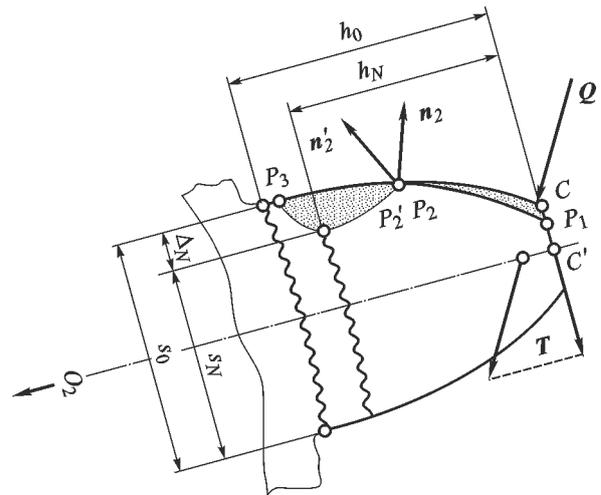
Алгоритм анализа эволюции зацепления при износе. При износе профиль зуба ведомого колеса теоретически сразу же теряет свою начальную форму и продолжает изменяться после каждого цикла нагружения. При этом меняются: линия зацепления, угол зацепления, угловая скорость ω_2 , радиусы центроид, передаточное отношение, начальное и конечное положения точки контакта на линии зацепления и профилях зубьев и соответствующие им начальное φ_{10} и конечное φ_{1k} значения угла поворота шестерни. Изменяются также величина и направление силы нормального давления, положение полюса, положение и размер опасного сечения, дуга зацепления и коэффициент перекрытия. Эти изменения существенно влияют на ресурс работы.

Установим связь между износом и ресурсом работы. Ресурс работы (допустимое число циклов нагружения N_p) может быть определен двумя способами:

1) по функциональному критерию точности преобразования движения — назначением предельно допустимого изменения передаточного отношения

$$[\delta i_{12}] = i_{12(0)} - [i_{12}(N_p)], \quad (12)$$

где $i_{12(0)}$ — исходное передаточное отношение;



Расчетная схема на изгибную прочность зуба ведомого колеса:

s_0 — толщина зуба у основания (размер начального опасного сечения); h_0 — высота зуба (координата начального опасного сечения)

2) из стандартного условия изгибной прочности зуба в опасном сечении.

Расчетная схема на изгибную прочность зуба ведомого колеса при действии нормальной нагрузки Q , приложенной в точке контакта C на вершине зуба с начальным профилем, приведена на рисунке. Поместим окружную составляющую T силы Q в точку C' пересечения окружности вершин с осью симметрии зуба. Тогда $T = M_2/r_{a2} = \text{const}$, где $r_{a2} = O_2C'$ — радиус окружности вершин зубьев.

Как видно на рисунке, после очередного цикла износа $N = 1, 2, \dots, N_p$ опасное сечение (показано волнистой линией) перемещается из начального в новое положение вверх по высоте зуба с координатой h_N и размером $s_N = s_0 - \Delta_N$. Для определения h_N воспользуемся стандартным условием изгибной прочности зуба в виде

$$\sigma_{из}(N) = \frac{6M_2}{br_{a2}} \left(\frac{h_N}{s_0 - \Delta_N} \right) \leq [\sigma_{из}], \quad (13)$$

где $[\sigma_{из}]$ — допускаемое напряжение при изгибе; Δ_N — проекция величины износа на направление s_0 .

Для каждого отдельного N -го цикла нагружения $N < N_p$ зададим на $h_N < h_0$ дискретное множество точек (сечений). По формуле (13) вычислим $\sigma_{из}(N)$ в каждом сечении и определим опасное сечение, в котором

$$\sigma_{из}(N) = \sigma_{из\max}(N). \quad (14)$$

Повторим указанную процедуру для всех

$N = 1, 2, \dots, N_p$ и определим ресурс N_p из условия

$$\sigma_{\text{imax}}(N_p) = [\sigma_{\text{и}}]. \quad (15)$$

Алгоритм решения задачи анализа эволюции зацепления при износе от истирания представим в следующем виде:

1) решаем обратную задачу теории зацеплений. По заданным функциям профилей $x_j(u_j)$, $y_j(u_j)$ (начальным условиям) из (5) определяем для всех φ_1 декартовы координаты линии зацепления $x(\varphi_1)$, $y(\varphi_1)$, из (7) — координату полюса $x_p(\varphi_1)$, а из (8) — радиусы центроиды $a_1(\varphi_1)$, $a_2(\varphi_1)$ и угловую скорость $\omega_2(\varphi_1)$, из (9) — передаточное отношение $i_{12}(\varphi_1)$;

2) из (6) находим полярные координаты $r(\varphi_1)$, $\alpha(\varphi_1)$ линии зацепления;

3) по формулам (1)–(4) вычисляем износ профиля зуба ведомого колеса;

4) из (11) рассчитываем координаты изношенного профиля;

5) для каждого $N < N_p$ из (9) определяем максимальное по профилю изменение передаточного отношения за цикл;

6) по формуле (12) находим ресурс передачи

по критерию допустимого изменения передаточного отношения;

7) по формулам (13)–(15) определяем ресурс передачи по изгибной прочности;

8) делаем выводы об устойчивости процесса преобразования движения в передаче по мере износа по знаку приращения функции износа между предыдущим и последующим циклами $\delta\Delta = \Delta(N) - \Delta(N-1)$. Если $\delta\Delta < 0$ — процесс устойчив во времени и соответствует минимуму производства энтропии [7], если $\delta\Delta > 0$ — процесс неустойчив.

Выполняем шаги 1–8 для каждого цикла зацепления. Отметим, что предложенный алгоритм инвариантен относительно начальных условий (тип начального зацепления и др.).

Полученные в работе результаты могут быть использованы для оценки и прогнозирования надежности и долговечности эвольвентных зубчатых передач.

По предложенному алгоритму могут быть определены изменения в процессе износа геометрических, кинематических и силовых характеристик исследуемых зубчатых передач.

Литература

- [1] Чичинадзе А.В., ред. *Трение, износ и смазка*. Москва, Машиностроение, 2003. 576 с.
- [2] Prokhorov V.P. Variational and non-variational solution methods of flat engagements optimization problem by friction power criterion. *IFTToMM-2011, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science*, Guandjuato, Mexico, 2011, paper A9-274.
- [3] Litvin F.L., Fuentes A. *Gear geometry and applied theory*. Cambridge, Cambridge University Press, 2004. 800 p.
- [4] Прохоров В.П., Щипаков В.А., Тимофеев Г.А., Чернышёва И.Н. Синтез плоских зацеплений по критерию постоянной кривизны профилей зубьев. *Вестник СевНТУ. Сб. науч. тр. Сер. Механика, энергетика, экология*, 2012, вып. 133, с. 293–297.
- [5] Прохоров В.П., Щипаков В.А., Тимофеев Г.А., Чернышёва И.Н. Синтез плоских зацеплений по критерию относительной скорости точки контакта. *Вестник СевНТУ. Сб. науч. тр. Сер. Механика, энергетика, экология*, 2012, вып. 133, с. 306–311.
- [6] Галахов М.А., Усов П.П. *Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения*. Москва, Наука, 1990. 287 с.
- [7] Гленсдорф П., Пригожин И. *Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций*. Москва, Мир, 1973. 280 с.
- [8] Шульц В.В. *Форма естественного износа деталей машин и инструмента*. Ленинград, Машиностроение, 1990. 217 с.
- [9] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Y.A., Slousch A.V. *Advanced Theory of Mechanisms and Machines*. Berlin, Heidelberg: New York: Springer – Verlag, 2000. 396 p.

References

- [1] *Trenie, iznos i mazka* [Friction, wear and lubrication]. Ed. Chichinadze A.V. Moscow, Mashinostroenie publ., 2003. 576 p.
- [2] Prokhorov V.P. Variational and non-variational solution methods of flat engagements optimization problem by friction power criterion. *IFTToMM-2011, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science*, Guandjuato, Mexico, 2011, paper A9-274.

- [3] Litvin F.L., Fuentes A. *Gear geometry and applied theory*. Cambridge, Cambridge University Press, 2004. 800 p.
- [4] Prokhorov V.P., Shchipakov V.A., Timofeev G.A., Chernysheva I.N. Sintez ploskikh zatsepleni po kriteriiu postoiannoi krivizny proflei zub'ev [Synthesis of plane linkages by the criterion of constant curvature tooth profiles]. *Vestnik Sevastopol'skogo natsional'nogo tekhnicheskogo universitet. Sbornik nauchnykh trudov. Ser. Mekhanika, energetika, ekologiya* [Bulletin of Sevastopol National Technical University. Collection of scientific papers. Ser. Mechanics, energy, environment]. 2012, no. 133, pp. 293–297.
- [5] Prokhorov V.P., Shchipakov V.A., Timofeev G.A., Chernysheva I.N. Sintez ploskikh zatsepleni po kriteriiu odnositel'noi skorosti tochki kontakta [Synthesis of plane linkages by the criterion of the relative velocity of the contact point]. *Vestnik Sevastopol'skogo natsional'nogo tekhnicheskogo universitet. Sbornik nauchnykh trudov. Ser. Mekhanika, energetika, ekologiya* [Bulletin of Sevastopol National Technical University. Collection of scientific papers. Ser. Mechanics, energy, environment]. 2012, no. 133, pp. 306–311.
- [6] Galakhov M.A., Usov P.P. *Differentsial'nye i integral'nye uravneniia matematicheskoi teorii treniia* [Differential and integral equations of the mathematical theory of friction]. Moscow, Nauka publ., 1990. 287 p.
- [7] Glensdorf P., Prigozhin I. *Termodinamicheskaiia teoriia struktury, ustoychivosti i fluktuatsii* [Thermodynamic Theory of Structure, Stability and Fluctuations]. Moscow, Mir publ., 1973. 280 p.
- [8] Shul'ts V.V. *Forma estestvennogo iznosa detalei mashin i instrumenta* [Form of natural wear and tear of machine parts and tools]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1990. 217 p.
- [9] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Y.A., Slousch A.V. *Advanced Theory of Mechanisms and Machines*. Berlin; Heidelberg, New York, Springer-Verlag, 2000. 396 p.

Статья поступила в редакцию 26.08.2014

Информация об авторах

ПРОХОРОВ Василий Петрович (Москва) — кандидат технических наук, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

ЧЕРНЫШЁВА Ирина Николаевна (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

PROKHOROV Vasilii Petrovich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Professor of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: timga@bmstu.ru).

CHERNYSHEVA Irina Nikolaevna (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).