

УДК 621.833.6

Эволюция плоского эвольвентного зацепления при износе от истирания

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.

Evolution of flat involute gears subject to abrasive wear

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, в том числе эвольвентных передач, и прогнозирование на его основе долговечности являются актуальными для функционирования автономных систем, 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. Предложен алгоритм анализа эволюции плоского зацепления при износе механизма от истирания. Работа алгоритма показана на примере эволюции эвольвентного зацепления. Полученные результаты могут быть использованы для оценки и прогнозирования надежности и долговечности зубчатых передач, работающих в обычных и экстремальных условиях в течение очень продолжительного времени и будут полезны конструкторам при проектировании вновь создаваемых приводов.

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

i The evolution analysis of gear teeth profiles including involute gears and the prediction of their durability are very important for the operation of autonomous systems. Unfortunately, failed drive components of such systems cannot be changed automatically because relationships between the gear wear and its life time are normally not known with desired accuracy. An algorithm for analyzing the evolution of flat gear wearing caused by abrasion is suggested. The algorithm is demonstrated on the example of the evolution of involute gearing. The obtained results can be used to assess and predict the reliability and durability of gears operating under normal and extreme conditions for a very long time and will be useful to the designers of new drives.

Keywords: tooth profile, involute gear, teeth wearing, durability, reliability.

Механизм износа плоского эвольвентного зацепления 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 вследствие 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, кри-

визны), кинематических (скорость скольжения, удельное скольжение и передаточное отношение) и силовых (угол давления, контактные напряжения, нормальный износ). Исследование выполнено на базе работ [2–5].

Рассмотрим практическое применение изложенного в работе [1] алгоритма моделирования плоского зацепления при износе профилей зубьев от истирания. Все обозначения соответствуют принятым в работе [6]. Алгоритм моделирования базируется на исследованиях [2–6]. Механизм износа достаточно сложен. Рабочие поверхности зубьев подвергаются абразивному, адгезионному, химическому, окислительному и другим видам износа [7–10].

Рассмотрим эволюцию профиля зуба эвольвентного зацепления в результате износа от истирания при следующих исходных данных: межосевое расстояние $a = 150$ мм, передаточное отношение $i_{12} = -2$, начальный угол зацепления $\alpha_0 = 340^\circ$.

Полярные координаты исходной линии зацепления

$$r(t) = r_0 - a_j^0 \omega_j^0 \cos \alpha_0 t = r_0 - a_j^0 \cos \alpha_0 u_j;$$

$$\alpha(t) = \alpha_0 = \text{const},$$

где a_j^0 , ω_j^0 — начальные значения радиусов центров колес и угловых скоростей; $u_j = \omega_j^0 t$ — параметры функций профилей. Сами функции исходных профилей имеют вид

$$x_j(u_j) = a_j^0 \cos u_j - r(u_j) \sin(u_j - \alpha_0) + a_j^*;$$

$$y_j(u_j) = -a_j^0 \sin u_j - r(u_j) \cos(u_j - \alpha_0).$$

Здесь $a_j^* = a_1^0 - a_j^0$. Очевидно, что $a_1^* = 0$, $a_2^* = a$.

Рассмотрим механизм изменения основных параметров зацепления за один цикл износа.

В работе [1] составлен алгоритм моделирования плоского зацепления при износе для следующих мультипликативных критериев износа, зависящих от скорости скольжения v_{12} и контактных напряжений σ :

$$\Delta_{1j} = C_1 T \sqrt{I}; \quad (1)$$

$$\Delta_{2j} = C_2 \sigma \lambda_2, \quad (2)$$

где C_1 , C_2 — константы; T — время за которое был изношен слой толщиной Δ_{1j} ; σ — контактные напряжения; λ_j — удельные скольжения; $I = \omega_2(\omega_1 - \omega_2) \operatorname{tg} \alpha (v_1 - v_2)^2 / (v_1 v_2)$; v_j — относительная скорость точки контакта; ω_j — угловая скорость j -го колеса; α — угол зацепления.

На основе описанного алгоритма авторами данной статьи разработана компьютерная про-

грамма Wear для расчета эволюции плоского зацепления при износе. Профиль зуба 1-го колеса, не подверженного износу, определяется аналитически по формулам эвольвентного зацепления. Профиль зуба 2-го колеса вычисляется по фиксированной сетке узловых точек. Начальная форма соответствует эвольвентному зацеплению. Износ в каждой узловой точке рассчитывается по формуле (1) или (2). Координаты контактной точки находятся из решения системы нелинейных уравнений, полученной в [1], с помощью адаптированной подпрограммы ZFALSE из пакета IMSL [7] для определения корня на заданном интервале.

В качестве входных данных для программы задаются: параметры модели — угловая скорость 1-го колеса ω_1 , межосевое расстояние $a = |O_1 O_2|$, начальное передаточное отношение i_{12} ; параметры эвольвентного зацепления r_0 , α_0 ; параметры сетки узловых точек; постоянные коэффициенты в формулах износа.

Законы изменения передаточного отношения одной сопряженной пары зубьев соответственно для критериев (1), (2) за первый цикл износа профиля зуба 2-го колеса приведены на рис. 1, а и в табл. 1. Аналогичные законы получены для угловой скорости $\omega_2(\varphi_1)$ и радиуса центроиды $a_2(\varphi_1)$ (рис. 1, б, рис. 2 и табл. 1). Скачкообразное изменение указанных функций в полюсе исходного зацепления обусловлено принятыми формулами износа и возникновением соответствующей им особой точки (точки излома P_2 , P_2' с двумя нормальными \mathbf{n}_2 и \mathbf{n}_2') на изношенном профиле ([1], рис. 1).

Анализ рис. 1, 2 показывает, что в результате износа профиля зуба 2-го колеса в контакт вступают новые точки сопряженных профилей с измененным полем нормалей. При этом 1-е колесо в начальный момент времени «мгновенно» поворачивается на угол $\Delta\varphi_1$ в направлении вращения до соприкосновения профиля его зуба с «мгновенно изношенным» профилем зуба 2-го колеса. В этот момент обе нормали сопряженных профилей в новых контактных точках совмещаются и пересекают межосевую линию в новой точке P_1 в отличие от положения полюса P_0 в начальном «безыносном» зацеплении (рис. 1, в, рис. 2). Процесс зацепления доплюсовых участков сопряженных профилей сопровождается слабым дрейфом полюса из точки P_1 к P_2 , близкой к P_0 .

Вследствие наличия двух нормалей \mathbf{n}_2 и \mathbf{n}_2' в особой точке ([1], рис. 1) полюс P_2 скачкообразно перемещается в положение P_2' , причем расстояние $P_2 P_2'$ очень мало. В околополюсной

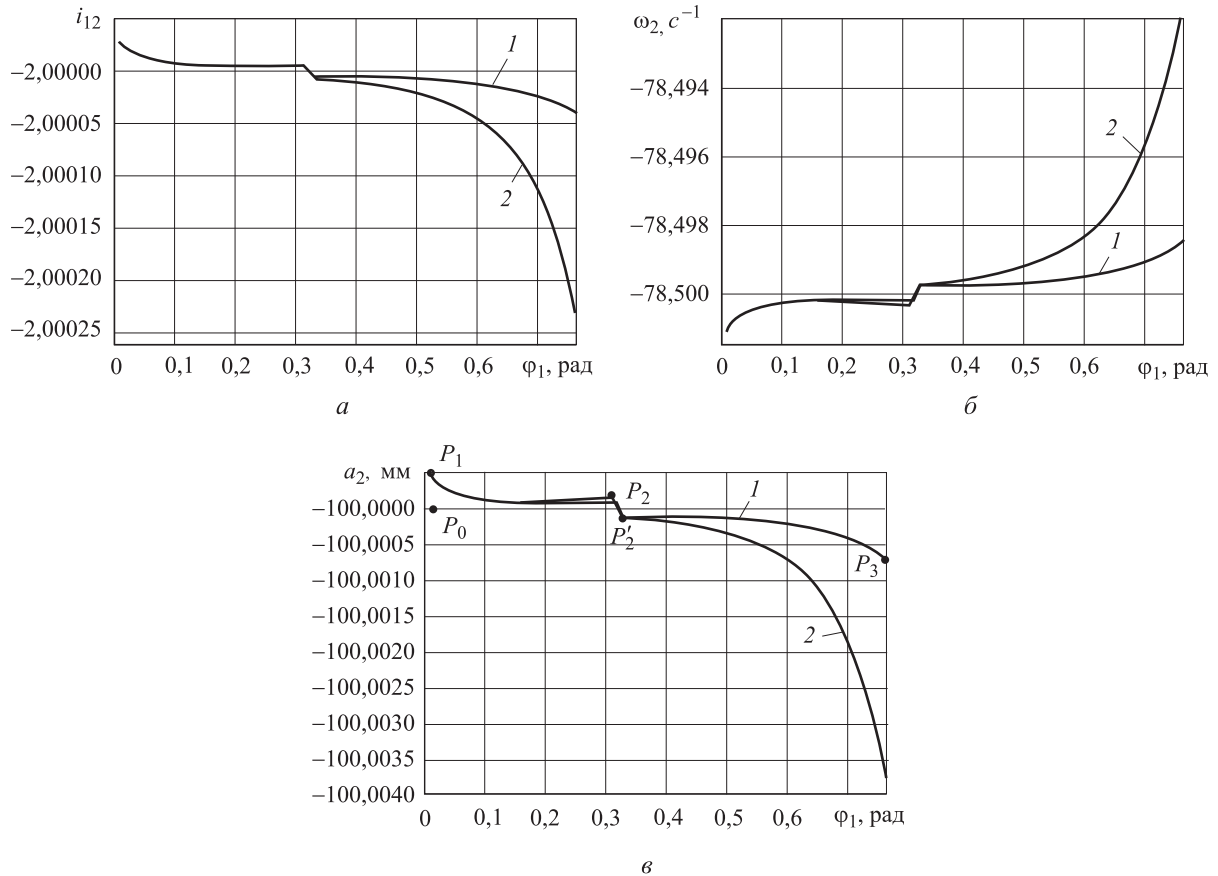


Рис. 1. Зависимость передаточного отношения i_{12} (а), угловой скорости ω_2 (б) и центровды (в) 2-го колеса за первый цикл: 1 — критерий (1); 2 — критерий (2)

зоне возникают два разнонаправленных неколлинеарных вектора скорости скольжения с нулевыми значениями в полюсе и соответствующие им разнонаправленные неколлинеарные касательные напряжения от сил трения, растягивающие тело зуба в полюсной зоне. Контакт заплоских участков сопровождается дрейфом полюса из точки P'_2 в точку P_3 (рис. 3). На протяжении всех последующих циклов расположе-

ние точек изменяется, что приводит также к износу и в околополюсной зоне.

В реальном механизме описанное изменение положения полюса зацепления носит характер тенденции в силу непрерывности передачи движения, упругих и пластических деформаций, многопарности зацепления, недостаточной адекватности принятых критериев износа, постоянного дрейфа полюса и других факторов, материал в узловых точках на изношенном профиле сглаживается и их влияние на характеристики оказывается незначительным (рис. 4). Поэтому в дальнейшем для анализа будем использовать средние значения характеристик за каждый цикл износа.

По мере износа среднее положение полюса смещается вдоль межосевой линии в направлении от точки O_1 к точке O_2 (см. рис. 3, табл. 2).

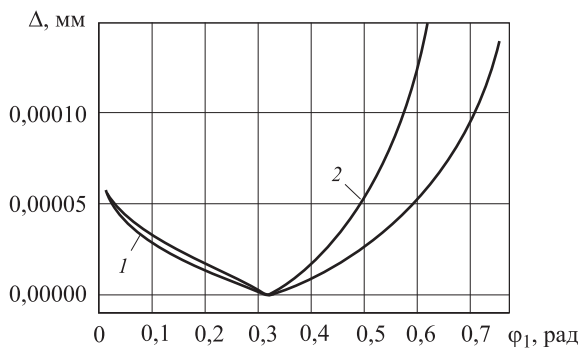


Рис. 2. Зависимость величины износа $\Delta(\phi_1)$ в процессе износа профиля зуба 2-го колеса за первый цикл: 1 — критерий (1); 2 — критерий (2)

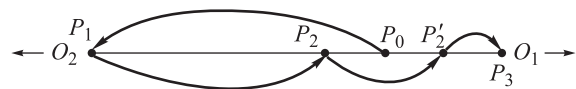


Рис. 3. Дрейф полюса в зацеплении изношенного профиля

Таблица 1

Значения характеристик зацепления после первого цикла износа профиля зуба 2-го колеса

Угол поворота 1-го колеса, рад	Передаточное отношение	Угловая скорость 2-го колеса, с ⁻¹	Радиус центровиды 2-го колеса, мм	Угол поворота 1-го колеса, рад	Передаточное отношение	Угловая скорость 2-го колеса, с ⁻¹	Радиус центровиды 2-го колеса, мм
<i>По критерию $\Delta \sim \sigma v_{12}$</i>				<i>По критерию $\Delta \sim \sigma \lambda$</i>			
0,00912	-1,999972	-78,50112	-99,99953	0,00912	-1,999973	-78,50107	-99,99955
0,04581	-1,999986	-78,50054	-99,99977	0,04581	-1,999987	-78,50051	-99,99979
0,08246	-1,999991	-78,50035	-99,99985	0,08246	-1,999992	-78,50033	-99,99986
0,11912	-1,999993	-78,50027	-99,99989	0,11912	-1,999993	-78,50026	-99,99989
0,15577	-1,999994	-78,50023	-99,99990	0,15577	-1,999994	-78,50023	-99,99990
0,19242	-1,999995	-78,50020	-99,99991	0,19242	-1,999994	-78,50022	-99,99991
0,22907	-1,999995	-78,50019	-99,99992	0,22907	-1,999994	-78,50022	-99,99991
0,26572	-1,999995	-78,50019	-99,99992	0,26572	-1,999994	-78,50024	-99,99990
0,30237	-1,999995	-78,50018	-99,99992	0,30237	-1,999994	-78,50026	-99,99989
0,33904	-2,000005	-78,49980	-100,00008	0,33904	-2,000008	-78,49969	-100,00013
0,37569	-2,000006	-78,49978	-100,00009	0,37569	-2,000010	-78,49963	-100,00016
0,41234	-2,000006	-78,49976	-100,00010	0,41235	-2,000012	-78,49954	-100,00020
0,44900	-2,000007	-78,49973	-100,00011	0,44901	-2,000015	-78,49943	-100,00024
0,48565	-2,000008	-78,49969	-100,00013	0,48567	-2,000018	-78,49928	-100,00031
0,52231	-2,000009	-78,49964	-100,00015	0,52234	-2,000024	-78,49907	-100,00040
0,54980	-2,000010	-78,49960	-100,00017	0,54984	-2,000029	-78,49885	-100,00049
0,58646	-2,000012	-78,49951	-100,00021	0,58653	-2,000039	-78,49847	-100,00065
0,62313	-2,000015	-78,49941	-100,00025	0,62324	-2,000053	-78,49791	-100,00089
0,65980	-2,000019	-78,49926	-100,00032	0,65999	-2,000075	-78,49706	-100,00125
0,69648	-2,000024	-78,49905	-100,00041	0,69681	-2,000108	-78,49574	-100,00181
0,73319	-2,000032	-78,49874	-100,00054	0,73378	-2,000163	-78,49360	-100,00272
0,76074	-2,000040	-78,49841	-100,00068	0,76170	-2,000228	-78,49106	-100,00380

Таблица 2

Усредненные значения характеристик по профилю

Количество циклов	Смещение полюса, мм	Передаточное отношение	Угловая скорость 2-го колеса, с ⁻¹	Количество циклов	Смещение полюса, мм	Передаточное отношение	Угловая скорость 2-го колеса, с ⁻¹
<i>По критерию Δ_1</i>				<i>По критерию Δ_2</i>			
0	0	-2	-78,500	0	0	-2	-78,500
1 000	0,0043	-1,9995	-78,510	1 000	0,0185	-1,9990	-78,543
2 000	0,0163	-1,9989	-78,537	2 000	0,0363	-1,9982	-78,584
3 000	0,0337	-1,9981	-78,577	3 000	0,0594	-1,9963	-78,637
4 000	0,0537	-1,9967	-78,624	4 000	0,0830	-1,9955	-78,693
5 000	0,0576	-1,9967	-78,632	5 000	0,0893	-1,9945	-78,707
6 000	0,0790	-1,9953	-78,682	6 000	0,1164	-1,9927	-78,771
7 000	0,0840	-1,9952	-78,693	7 000	0,1215	-1,9927	-78,782
8 000	0,0896	-1,9951	-78,706	8 000	0,1260	-1,9926	-78,791
9 000	0,1174	-1,9934	-78,772	9 000	0,1552	-1,9909	-78,861
10 000	0,1226	-1,9925	-78,784	10 000	0,1591	-1,9908	-78,870
11 000	0,1274	-1,9924	-78,794	11 000	0,1630	-1,9908	-78,878
12 000	0,1323	-1,9922	-78,805	12 000	0,1668	-1,9899	-78,896
13 000	0,1618	-1,9906	-78,876	13 000	0,1994	-1,9882	-78,964

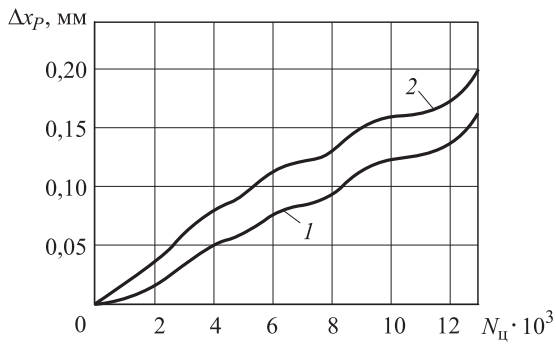


Рис. 4. Среднее по профилю смещение полюса

Изменения среднего по профилю передаточного отношения и угловой скорости 2-го колеса для критериев (1) и (2) в зависимости от числа условных циклов нагружения представлены на рис. 5 и в табл. 2.

Линии зацепления неизношенных исходных (1) и изношенных (2 и 3) профилей зубьев по критерию (1) и критерию (2) соответственно представлены на рис. 6. Кривые 2 соответствуют профилям после 10 000, а кривые 3 — после 13 000 условных циклов нагружения. На рисунках видно, что на краях профиля на участках

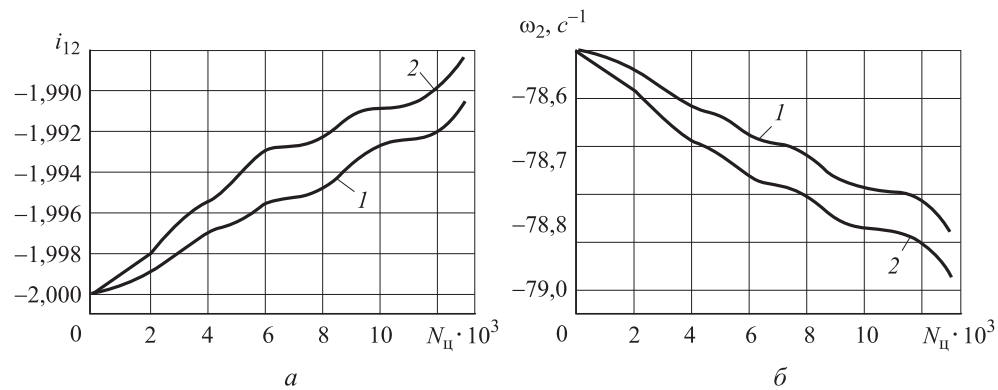


Рис. 5. Среднее по профилю передаточное отношение (а) и угловая скорость 2-го колеса (б):
1 — критерий (1); 2 — критерий (2)

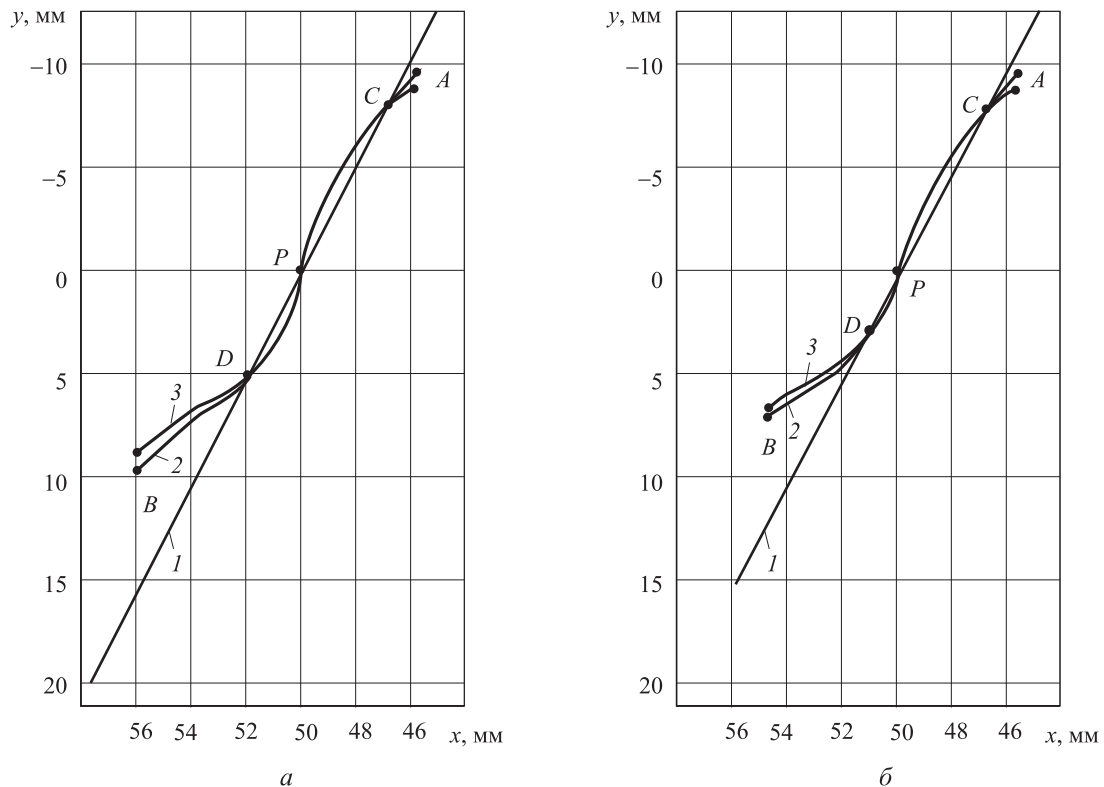


Рис. 6. Линия зацепления для изношенного профиля зуба 2-го колеса:
а — по критерию (1); б — по критерию (2); 1 — исходный эвольвентный профиль зуба 2-го колеса; 2 — для предельного числа 10 000 условных циклов нагружения; 3 — для предельного числа 13 000 условных циклов нагружения

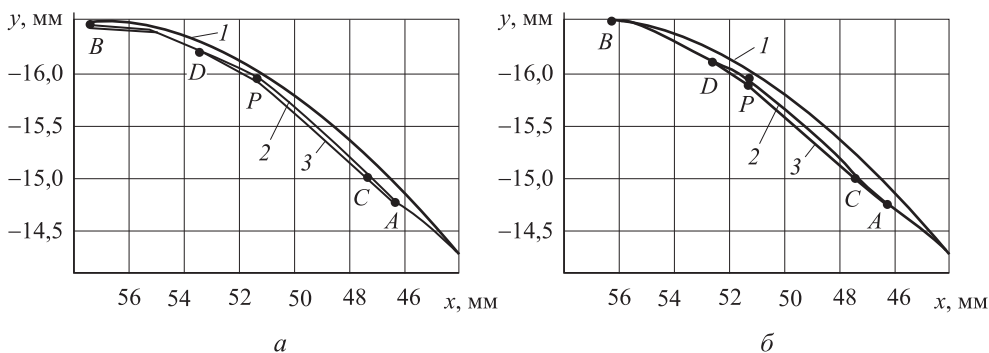


Рис. 7. Профиль зуба 2-го колеса:

a — изношенный по критерию (1); *б* — изношенный по критерию (2):

1 — исходный эвольвентный профиль зуба 2-го колеса; 2 — для предельного числа 10 000 условных циклов нагружения; 3 — для предельного числа 13 000 условных циклов нагружения

AC и BD угол α уменьшается, а в средней части на участке CD — увеличивается. При этом наблюдается тенденция изменения линии зацепления такая, что участки AP и PB близки дугам окружностей.

Исходный эвольвентный профиль зуба 2-го колеса и изношенные по критерию (1) и (2) профили представлены на рис. 7, *a*. Исходный эвольвентный профиль зуба 2-го колеса (кривая 1) и изношенные по критерию (2) профили приведены на рис. 7, *б*.

Об устойчивости процесса износа можно судить по изменению величины износа в зависимости от увеличения числа циклов нагружения. На рис. 8 показана зависимость разности величины износа между последовательными циклами от числа циклов нагружения. Очевидно, что эта разность минимальна уже при $N_{ц} = 4,0 \cdot 10^3$ циклах нагружения и стремится к нулю для различных формул износа. Это позволяет сделать вывод об устойчивости и ста-

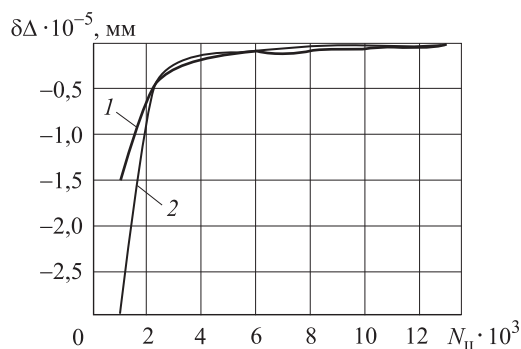


Рис. 8. Разница величины износа между последовательными циклами нагружения: 1 — критерий (1); 2 — критерий (2)

ционарности рассматриваемого процесса износа.

Полученные в работе результаты могут быть использованы для оценки и прогнозирования надежности и долговечности эвольвентных зубчатых передач и будут полезны при реальном проектировании вновь создаваемых приводов.

Литература

- [1] Прохоров В.П., Тимофеев Г.А., Чернышёва И.Н. Алгоритм анализа эволюции геометрии зубчатых передач с плоским зацеплением при износе. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2014, № 12, с. 7–12.
- [2] Чичинадзе А.В., ред. *Трение, износ и смазка*. Москва, Машиностроение, 2003. 576 с.
- [3] Prokhorov V.P. Variational and non-variational solution methods of flat engagements optimization problem by friction power criterion. *IFTOMM-2011, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science*, Guandjuato, Mexico, 2011, paper A9-274.
- [4] Litin F.L., Fuentes A. *Gear geometry and applied theory*. Cambridge, Cambridge University Press, 2004. 800 p.
- [5] Прохоров В.П., Щипаков В.А., Тимофеев Г.А., Чернышёва И.Н. Синтез плоских зацеплений по критерию постоянной кривизны профилей зубьев. *Вестник Севастопольского национального технического университета. Сб. науч. тр. Сер. Механика, энергетика, экология*, 2012, № 133, с. 293–297.

- [6] Прохоров В.П., Щипаков В.А., Тимофеев Г.А., Чернышёва И.Н. Синтез плоских зацеплений по критерию относительной скорости точки контакта. *Вестник Севастопольского национального технического университета. Сб. науч. тр. Сер. Механика, энергетика, экология*, 2012, № 133, с. 306–311.
- [7] Галахов М.А., Усов П.П. *Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения*. Москва, Наука, 1990. 287 с.
- [8] Гаркунов Д.Н. *Триботехника, износ и безызносность*. Москва, Изд-во МСХА, 2001. 616 с.
- [9] Шульц В.В. *Форма естественного износа деталей машин и инструмента*. Ленинград, Машиностроение, 1990. 217 с.
- [10] 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] Prokhorov V.P., Timofeev G.A., Chernysheva I.N. Algoritm analiza evoliutsii geometrii zubchatykh peredach s ploskim zatsepleniem pri iznose [An evolution analysis algorithm to predict surface wear of flat gears]. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2014, no. 12, pp. 7–12.
- [2] *Trenie, iznos i smazka* [Friction, wear and lubrication]. Ed. Chichinadze A.V. Moscow, Mashinostroenie publ., 2003. 576 p.
- [3] Prokhorov V.P. Variational and non-variational solution methods of flat engagements optimization problem by friction power criterion. *IFTOMM-2011, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science*, Guandjuato, Mexico, 2011, paper A9-274.
- [4] Litin F.L., Fuentes A. *Gear geometry and applied theory*. Cambridge, Cambridge University Press, 2004. 800 p.
- [5] Prokhorov V.P., Shchipakov V.A., Timofeev G.A., Chernysheva I.N. Sintez ploskikh zatseplenii po kriteriiu postoiannoii krivizny profilei zub'ev [Synthesis of plane linkages by the criterion of constant curvature tooth profiles]. *Vestnik Sevastopol'skogo natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta. 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.
- [6] Prokhorov V.P., Shchipakov V.A., Timofeev G.A., Chernysheva I.N. Sintez ploskikh zatseplenii 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 universiteta. 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.
- [7] 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.
- [8] Garkunov D.N. *Tribotekhnika, iznos i bezyznosnost'* [Tribotechnology wear and wearless]. Moscow, MSKhA publ., 2001. 616 p.
- [9] 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.
- [10] 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.

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 Vasily 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).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 2-е издание учебника
В.В. Селиванова, И.Ф. Кобылкина, С.А. Новикова

«Взрывные технологии»

Описаны практически все известные взрывные технологии, имеющие промышленное значение: упрочнение, сварка, штамповка, прессование с помощью энергии взрыва и динамический синтез сверхтвердых материалов, а также рассмотрены технологии разделения на фрагменты стальных конструкций с помощью, как удлиненных кумулятивных зарядов, так и ударных волн. Изложены основные представления об экологически безопасных взрывных методах разборки и уничтожения боеприпасов. Рассмотрены способы защиты от действия взрыва, а также приведены простые инженерные методики расчета конструктивных характеристик взрывных устройств, реализующих соответствующие взрывные технологии, и расчета взрывных камер на прочность. В последней части учебника рассказывается о применении мирных ядерных взрывов с целью решения научных и промышленных задач.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru