

УДК 629.78; 621.83/85; 621.001.83

DOI 10.18698/0536-1044-2017-9-12-21

Расчет долговечности зубчатых механизмов электромеханических приводов*

Г.А. Тимофеев¹, С.И. Красавин¹, П.Н. Сильченко², Е.С. Новиков²

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

² ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет», 660041, Красноярск, Российская Федерация, пр. Свободный, 79

Durability Calculation for Gear Mechanisms in Electromechanical Actuators

G.A. Timofeev¹, S.I. Krasavin¹, P.N. Silchenko², E.S. Novikov²

¹ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

² Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Siberian Federal University, 660041, Krasnoyarsk, Russian Federation, Svobodniy Ave., Bldg. 79



e-mail: timga@bmstu.ru, krasavin@bmstu.ru, Psilchenko@sfu-kras.ru, novikov-es@mail.ru



Электромеханические приводы авиационных и космических аппаратов состоят из цилиндрических зубчатых передач или комбинаций различных зубчатых передач, в том числе конических и планетарных в качестве предступеней и волновой зубчатой передачи, являющейся в большинстве случаев выходной ступенью. Зубчатые передачи предступени отличаются друг от друга передаточными отношениями, размерами зубчатых колес, материалами, передаваемыми нагрузками, частотами вращения и другими параметрами. Ресурс зубчатых передач влияет на их износ и одновременно является показателем динамической активности и критичности по отношению к фактору, определяющему возможность эксплуатации высокоточных электромеханических приводов, например, в механизмах поворота антенн космических аппаратов. Чаще всего износ характеризуется интенсивностью изнашивания, под которой понимают отношение износа тела к пути трения, где происходит этот процесс. Среди характеристик изнашивания интенсивность обладает тем существенным преимуществом, что ее численное значение не зависит от выбора систем единиц величин, ее определяющих. Интенсивность изнашивания может меняться в широких пределах и зависит от вида контактного взаимодействия сопряженных поверхностей, материалов, условий среды, характера механохимических процессов, протекающих в месте контакта, а также от напряжений, скорости скольжения и температуры окружающей среды. При трении в обычных атмосферных условиях на взаимодействующих поверхностях образуются пленки окислов и адсорбированных веществ, которые понижают интенсивность изнашивания, так как, разрушаясь при скольжении, они блокируют разрушение материала в тонком поверхностном слое. Предложена методика расчета долговечности зубчатых передач предступени электромеханических приводов по критериям износа с экспериментальным и теоретическим исследованием интенсивности изнашивания. Полученные зависимости могут быть использованы для оценки долговечности зубчатых передач.

* Исследование выполнено при поддержке краевого государственного автономного учреждения «Красноярский краевой фонд поддержки научной и научно-технической деятельности» в рамках реализации проекта «Разработка микроэлектромеханических приводов для систем раскрытия солнечных батарей космических аппаратов связи со сроком активного существования более 15 лет».

Ключевые слова: электромеханический привод, зубчатый механизм, износ зубьев, ресурс работы, кинематическая точность

i Electromechanical actuators for aircraft and space vehicles consist of cylindrical gears or combinations of various gear types including bevel and planetary gears at the preliminary stages and harmonic drives at the final stages. Gears at the preliminary stage differ from each other in transmission ratios, gear wheel sizes, materials, transmitted loads, rotational frequencies and other parameters. Life of gears affects their wear and at the same time can be used as an indicator of dynamic activity and crucial importance in relation to the factor that determines the possibilities of using high accuracy electromechanical actuators, for example, in rotation mechanisms of spacecraft antennas. The wear is often characterized by its intensity, which is understood as a ratio of the wear to the sliding distance where the process occurs. The intensity has an advantage over other wear characteristics because its numerical value does not depend on the choice of the system of units of the defining variables. Wear intensity can vary largely. It depends on the type of contact interaction between mating surfaces, materials, environment, nature of the mechanical and chemical processes in the contact area as well as on the stresses, sliding velocity and ambient temperature. When friction occurs in normal atmospheric conditions, oxyd and adsorbent films are formed on the contacting surfaces. They decrease the intensity of the wear by breaking when sliding, and therefore preventing material damage in the thin surface layer. The authors propose a method of calculating the durability of gears at the preliminary stage of electromechanical actuators with regard to the wear criterion. The method is supported by an experimental and theoretical study of wear intensity. The formulas obtained can be used for evaluating gear durability.

Keywords: electromechanical actuator, gear mechanism, tooth wear, operational life, kinematic accuracy

Интенсивное развитие авиационной, космической техники и наземных оборонных комплексов ставит перед конструкторами и исследователями ряд задач, связанных с обеспечением работоспособности зубчатых механизмов (ЗМ) машин этой техники в различных (часто экстремальных) условиях эксплуатации. Такие механизмы электромеханических приводов управления агрегатами, как правило, имеющие большое передаточное отношение, состоят из электродвигателей, рядовых цилиндрических эвольвентных передач и выходной ступени — планетарного или волнового ЗМ.

Основной причиной выхода из строя электромеханических приводов является износ рабочих поверхностей зубьев колес. Недостаточная изученность долговечности поверхностей контактирующих пар ЗМ в различных условиях эксплуатации с разными смазочными материалами предопределила проведение данного исследования.

Цель работы — создание методики расчета долговечности ЗМ электромеханических приводов на базе многих экспериментально-теоретических исследований, к основным из которых относятся работы [1–11].

Расчетные зависимости долговечности зубчатых передач по изнашиванию выведены на основе использования безразмерной характеристики интенсивности изнашивания в трудах [12, 13].

Толщина износа поверхности зуба

$$\delta_{и} = J_{и} S, \quad (1)$$

где $J_{и}$ — интенсивность изнашивания; S — общий путь трения за время работы зубчатой передачи (скольжение по площадке контакта в области контакта зубьев колеса и шестерни).

Путь трения имеет следующий вид:

- для головки зуба

$$S_1 = \frac{v_1 - v_2}{v_1};$$

- для ножки зуба

$$S_2 = \frac{v_1 - v_2}{v_2},$$

где v_1 и v_2 — скорость качения опережающей и отстающей поверхностей зубьев.

Общий путь трения за время работы передачи скольжения по площадке контакта, рассчитанный по формуле Герца для опережающей

поверхности, определяется по известной зависимости

$$S = S_{1,2} n_{1,2} n_3 t,$$

$n_{1,2}$ — частота вращения шестерни, колеса; n_3 — число пар зацеплений с рассматриваемым зубчатым колесом (ЗК); t — долговечность зубчатой передачи.

С учетом того, что $v_1 = \omega_1 \rho_1$ и $v_2 = \omega_2 \rho_2$ имеем:

$$\frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\omega_1 \rho_1 - \omega_2 \rho_2}{\omega_1 \rho_1} = 1 - \frac{1}{u_{12}} \frac{\rho_2}{\rho_1};$$

$$\frac{v_1 - v_2}{v_2} = \frac{\omega_1 \rho_1 - \omega_2 \rho_2}{\omega_2 \rho_2} = u_{12} \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1,$$

где ω_1 и ω_2 — угловая скорость шестерни и колеса; ρ_1 и ρ_2 — радиус кривизны профиля зуба шестерни и колеса в характерной точке; u_{12} — передаточное отношение от звена 1 к звену 2 и т. д.

После подстановок и несложных преобразований получаем формулы для расчета долговечности зубчатой передачи:

• для опережающей поверхности (начальной головки зуба шестерни)

$$t_1 = \frac{[\delta_{и}]}{2,25 J_{и1} \sqrt{q_n} \frac{\rho_{пр}}{E_{пр}} \left(1 - \frac{1}{u_{12}} \frac{\rho_2}{\rho_1}\right) n_1 n_3}; \quad (2)$$

• для отстающей поверхности (начальной ножки зуба колеса)

$$t_2 = \frac{[\delta_{и}]}{2,25 J_{и2} \sqrt{q_n} \frac{\rho_{пр}}{E_{пр}} \left(1 - \frac{1}{u_{12}} \frac{\rho_1}{\rho_2}\right) n_2 n_3}, \quad (3)$$

где $[\delta_{и}]$ — допустимое значение износа шестерни или колеса; $J_{и1}$ и $J_{и2}$ — интенсивность изнашивания шестерни и колеса; q_n — погонная нагрузка по длине контактной линии; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны в характерной точке контакта профилей; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости материалов зубчатой пары.

Допустимое значение износа $[\delta_{и}]$, определяющее долговечность наиболее изнашиваемой передачи, задается заказчиком на основе эксплуатационных требований, например, по допустимому увеличению кинематической погрешности или по прочности зуба, уменьшающейся по мере возрастания износа. Так, для

зубчатых передач, применяемых в различных приводных механизмах, допустимое значение износа может составлять 0,05...0,4 от модуля зацепления.

Погонная нагрузка по длине контактной линии q_n для прямозубых колес, используемых в ЗМ, радиусы кривизны поверхностей зубьев ρ_1 и ρ_2 , а также приведенный радиус кривизны $\rho_{пр}$ определяются по известным формулам [14–16].

Неизвестным параметром в формуле (1) является интенсивность изнашивания, которая, как известно, зависит от большого числа факторов: физических и химических свойств материалов ЗК, вида смазочного материала и его характеристик, условий окружающей среды (температуры, давления и т. д.), параметров нагружения. Вследствие этого интенсивность изнашивания ЗК для расчета долговечности механизмов в настоящее время определяется только экспериментальным путем.

В работах [1, 13, 14, 17–20] показано, что основными факторами, влияющими на интенсивность изнашивания ЗК, являются удельная нагрузка в зоне контакта зубьев, твердость рабочих поверхностей, скорость скольжения, геометрия передачи, температура, вид смазочного материала и условия окружающей среды. В статье [1] Ю.Н. Дроздов предложил обобщенные характеристики процесса изнашивания для создания физически информативных инвариантов, используемых при разработке расчетных методик на изнашивание твердых тел.

Рассмотрим модель интенсивности изнашивания, предложенную в статье [1], как функцию от перечисленных выше параметров, где представлены факторы варьирования в критериальной зависимости

$$J_{и} = f(x_1, x_2, x_3),$$

где $x_1 = \sigma_H / (HB)$ — фактор, характеризующий напряженное состояние в контакте и механические свойства поверхности зуба (σ_H — нормальное контактное напряжение; HB — твердость материала ЗК по Бринеллю); $x_2 = p_c / p_{кр}$ — фактор, характеризующий влияние разряжения окружающей среды и стойкость материала к испарению в вакууме (p_c — давление (разряжение) окружающей среды; $p_{кр}$ — давление насыщенных паров при критической температуре); $x_3 = T_k / T_{кр}$ — фактор, характеризующий влияние температуры в контакте и термостойкость смазочных материалов (T_k — максимальная

температура в контакте; $T_{кр}$ — критическая температура для рассматриваемого смазочного материала).

Для правильного выбора уравнения, которое наиболее достоверно описывает зависимость интенсивности изнашивания от факторов варьирования, необходимо построить кривые регрессии и поля корреляции. Построение уравнения регрессии заключается в выборе и обосновании типа кривой и расчете ее параметров.

В технической литературе широко известны три основные математические модели, используемые для описания зависимости интенсивности изнашивания от различных факторов [1, 3, 8, 15]:

- линейная

$$y = \Delta + \alpha_1 x_1 + \alpha_2 x_2 + \dots + \alpha_k x_k;$$

- показательная

$$y = \exp(\Delta + \alpha_1 x_1 + \alpha_2 x_2 + \dots + \alpha_k x_k);$$

- степенная

$$y = \Delta x_1^{\alpha_1} x_2^{\alpha_2} \dots x_k^{\alpha_k},$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k, \Delta$ — коэффициенты регрессионных зависимостей смазочных материалов.

В работах [8, 15] приведена в общем виде формула для определения интенсивности изнашивания ЗК

$$J_{ин,2} = \exp(-\Delta_1) \left(\frac{\sigma_H}{HB} \right)^{\alpha_1} \left(\frac{p_c}{p_{кр}} \right)^{\alpha_2} \left(\frac{T_k}{T_{кр}} \right)^{\alpha_3}. \quad (4)$$

В табл. 1 представлены результаты регрессионного анализа, выполненного для различных смазочных материалов.

Анализ выборочных данных табл. 1 показал, что самое существенное влияние на интенсивность изнашивания оказывает фактор, характеризующий напряженное состояние в контакте и механические свойства поверхности зуба. Значения коэффициента α_1 для всех стальных ЗК лежат в пределах 1,010...1,313, что хорошо согласуется с результатами работ [8, 15].

Окружающая газовая среда для всех пластичных смазочных материалов действует практически одинаково, интенсивность изнашивания в вакууме выше, чем в нормальных атмосферных условиях. При уменьшении давления окружающей среды заметно снижается эффект защитного действия окисных и адсорбированных пленок, а иногда происходит схва-

Таблица 1

Значения коэффициентов регрессионных зависимостей для различных смазочных материалов

Тип смазочного материала	Материал ЗК	Температурный интервал окружающей среды, К	Δ	α_1	α_2	α_3
ВНИИ НП-260	07Х16Н6	223...298	<u>13,756</u> 14,331	<u>1,126</u> 1,086	<u>-0,025</u> -0,022	<u>-0,608</u> -0,751
		320...373	<u>13,228</u> 14,102	<u>1,213</u> 1,132	<u>-0,025</u> -0,024	<u>1,351</u> 1,342
	30ХГСА	191...298	<u>13,132</u> 13,876	<u>1,107</u> 1,051	<u>-0,022</u> -0,019	<u>-0,278</u> -0,331
ВНИИ НП-274	40ХН2МА	320...373	<u>12,534</u> 13,346	<u>1,058</u> 1,112	<u>-0,029</u> -0,024	<u>2,152</u> 2,013
ВНИИ НП-220	07Х16Н6	213...298	<u>12,136</u> 12,756	<u>1,150</u> 1,154	<u>-0,023</u> -0,021	<u>-0,796</u> -0,784
		310...353	<u>11,853</u> 12,224	<u>1,186</u> 1,102	<u>-0,025</u> -0,020	<u>1,936</u> 1,824
ЭРА	30ХГСА	213...298	<u>13,653</u> 14,746	<u>1,065</u> 1,063	<u>-0,023</u> -0,027	<u>-0,176</u> -0,185
		320...373	<u>13,236</u> 13,584	<u>1,047</u> 1,055	<u>-0,020</u> -0,019	<u>3,112</u> 2,576
НИРА	30ХГСА	198...298	<u>13,881</u> 14,955	<u>1,313</u> 1,034	<u>-0,022</u> -0,030	<u>-0,650</u> -0,121
	40ХН2МА	310...373	<u>13,532</u> 14,284	<u>1,200</u> 1,010	<u>-0,028</u> -0,019	<u>1,241</u> 1,922

Примечание. В числителе дроби указаны значения для колеса, в знаменателе — для шестерни.

тывание рабочих поверхностей, и коэффициент $\alpha_2 = -0,030 \dots -0,019$.

Температура по-разному влияет на интенсивность изнашивания. В интервале температур 191...298°K ее влияние на интенсивность изнашивания становится существенным и коэффициент $\alpha_3 = -0,278 \dots -0,650$.

Выбор соответствующих материалов ЗК и пластичного смазочного материала позволяет на этапе проектирования обеспечить минимальные потери и оптимальные режимы работы редуктора при заданных условиях и режимах работы.

Для определения наиболее изнашиваемой пары целесообразно использовать хорошо зарекомендовавшую себя методику из работы С.С. Семенова [21] по определению показателя качества приводов, состоящих из однотипных зубчатых передач.

В соответствии с этим показатель χ_i качества передаточного механизма с зубчатыми колёсами определяется как

$$\chi_i = 1 - \frac{|\Delta P_i|}{|\Delta P_i|_{\text{доп}}},$$

где ΔP_i — фактическое отклонение параметра P_i от желаемого номинального значения P_{i0} , $\Delta P_i = |P_i - P_{i0}|$; $|\Delta P_i|_{\text{доп}}$ — наибольшее допустимое значение этого отклонения, $|\Delta P_i|_{\text{доп}} = \max\{|P_{i\max} - P_{i0}|, |P_{i\min} - P_{i0}|\}$ ($P_{i\max}$ и $P_{i\min}$ — максимальное и минимальное значение P_i).

Показатель χ_i может находиться в диапазоне $0 < \chi_i < 1$. В лучшем случае $|\Delta P_i| = 0$ и $\chi_i = 1$, в худшем $|\Delta P_i| = |\Delta P_i|_{\text{доп}}$ и $\chi_i = 0$.

Если заданы $P_{i\max}$ и $P_{i\min}$, то за желаемое P_{i0} может быть принято любое достигнутое в пределах от $P_{i\max}$ до $P_{i\min}$ значение P_i .

Для оценки наиболее изнашиваемой пары ЗК необходимо выбрать такую систему параметров, которая обеспечивала бы долговечность ЗМ в целом, и назначить номинальные значения этих параметров. ЗК с номинальными параметрами является эталонным, и с ним сравниваются все остальные ЗК механизма. Значение параметров эталонного ЗК выбирают на основе опыта эксплуатации и испытаний партии подобных ЗК. Если выбор затруднен, то за эталон выбирают ЗК, обладающее средними по значению среди всех сравниваемых однотипных ЗК параметрами; принимают допущение, что такое ЗК является работоспособным.

Выбранная система параметров должна удовлетворять требованиям существенности, достаточности и некоррелированности:

- среди параметров P_i не должно быть ни одного одинакового по численному значению для всех сравниваемых ЗК;
- рассматриваемые ЗК не должны иметь абсолютно идентичные параметры;
- среди параметров P_i не должно быть ни одной пары, численные значения которых функционально связаны.

Для рассматриваемых ЗМ выбранная система параметров включает в себя: $HВ$ — поверхностную твердость рабочих поверхностей зубьев ($P_{HВ}$); $v_{ск}$ — скорость скольжения профилей зубьев (P_v); σ_H — контактное напряжение (P_σ); N_c — число циклов нагружения (P_N), пропорциональное частоте вращения валов.

По выделенным для каждого из ЗК механизмов параметрам находят показатель χ_i , а затем сумму показателей по всем параметрам. Самая изнашиваемая пара ЗК имеет наибольшую сумму показателей.

Фактические значения показателей сводятся в табл. 2, и определяется среднее значение каждого параметра. Фактическое отклонение параметров от среднего значения $\bar{P}_{i0} = \Sigma(P_i/n)$, принятое за эталонное ЗК, отношение $|\Delta P_i|/|\Delta P_i|_{\text{доп}}$, показатель χ_i и сумма $\Sigma\chi_i$ показателей также сводятся в табл. 2.

Анализ данных табл. 2 позволяет определить, какая пара ЗК будет самой изношенной и какой будет при этом износ.

Долговечность работы ЗМ, для которых критерием работоспособности является кинематическая точность, оценивают по допустимому значению износа для каждой пары ЗК.

Таблица 2

Значения показателей качества

Обозначение ЗК в рассматриваемой кинематической схеме привода	$HВ$, Н/мм ²	$v_{ск}$, мм/с	σ_H , Н/мм ²	N_c
Z_1				
Z_2				
...				
Z_i				
min				
max				
\bar{P}_{i0}				

На этапе проектирования определить, какая из зубчатых пар будет лимитировать долговечность ЗМ в целом при большом числе элементов практически невозможно. Для исследуемых ЗМ, прежде всего, необходимо найти самую изнашиваемую пару ЗК, и по интенсивности ее изнашивания оценить долговечность ЗМ в целом.

При известных геометрических, кинематических и нагрузочных параметрах приводного механизма, физико-химические свойства материалов ЗК определяет наиболее изнашиваемая пара.

Вычислив наименьшие и наибольшие значения $HВ$, $v_{ск}$, σ_H и N_c по известным зависимостям, а также среднее значение \bar{P}_{i0} , рассчитывают фактическое отклонение параметров P_i от среднего, отклонение $|\Delta P_i|/|\Delta P_i|_{доп}$, показатель χ_i , сумму показателей и по наименьшему значению из всех χ_i находят самую изнашиваемую пару ЗК и по зависимости (4) определяют интенсивность изнашивания при конкретных внешних условиях. При заданном значении износа зубьев по формулам (2), (3) вычисляют долговечность приводного ЗМ.

Зубчатые передачи приводов космических аппаратов работают в условиях переменных режимов нагрузок. Расчет этих передач по максимальным нагрузкам в предположении их постоянного действия, естественно, привел бы к ненужному увеличению габаритных размеров и массы передач.

В технической литературе и ГОСТ 21354–87 расчет зубчатых передач излагается в форме, преимущественно принятой в настоящее время, где за расчетную принимают наибольшую длительно действующую нагрузку, а переменность ее учитывают выбором допустимых напряжений.

Для приводов механических систем космических аппаратов эквивалентное число циклов нагружения N_E рекомендуется определять по выражению

$$N_E = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m n_i t_i, \quad (5)$$

где T_i — момент, действующий в i -й момент времени; T_{max} — максимальный момент.

При расчете на изгиб показатель степени m принимают равным 7,5...8,0, при расчете по контактным напряжениям $m = 3$.

Как показывают исследования многих авторов, выход из строя зубчатых передач (ступе-

ней) привода происходит по причине недопустимого износа одного из зубчатых колес.

При плавных режимах распределения нагрузок сумма в формуле (5) заменяется интегралом. Предельные значения допустимых напряжений ограничены условиями статической прочности.

Изученные экспериментально распределения вращающих моментов нагрузки по времени для разных машин в ГОСТ 21354–87 сводят к пяти типовым режимам.

В качестве типовых режимов нагружения, полученных на основе статической обработки реальных режимов нагружения большого количества приводов машин, приняты:

тяжелый режим — интегральная функция β -распределения

$$\Phi(v_i) = \frac{1}{B(a,b)} \int_0^{v_i} v_i^{a-1} (1-v_i)^{b-1} dv_i \quad (6)$$

$$(a = 6, b = 2, v_{cp} = 0,75);$$

средний-равновероятный — интегральная функция равновероятного распределения

$$\Phi(v_i) = \int_0^{v_i} dv_i \quad (v_{cp} = 0,5); \quad (7)$$

средний-нормальный — интегральная функция нормального распределения

$$\Phi(v_i) = \frac{1}{S\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{v_i} e^{-\frac{(v_i - v_{cp})^2}{2S^2}} dv_i \quad (8)$$

$$(v_{cp} = 0,5, S = 0,167);$$

легкий — интегральная функция γ -распределения

$$\Phi(v_i) = \frac{1}{r(\alpha)\beta^\alpha} \int_0^{v_i} v_i^{\alpha-1} e^{-\frac{v_i}{\beta}} dv_i \quad (9)$$

$$(\alpha = 3, \beta = 0,1, v_{cp} = 0,3).$$

В формулах (6)–(9):

$$v_i = \frac{T_i}{T_{max}}; \quad v_{cp} = \frac{T_{1cp}}{T_{1max}},$$

где T_{1cp} — среднее значение нагрузки, представляющее собой высоту прямоугольника, площадь которого равна площади под циклограммой нагружения, Н·м; T_{1max} — максимальный момент на шестерне рассматриваемой ступени.

Соответствие режима нагружения рассчитываемой передачи одному из типовых режи-

Таблица 3

Значения коэффициентов типовых режимов

Режим нагружения	μ_3	μ_6	μ_9
Тяжелый (β -распределение)	0,466	0,270	0,175
Средний-равновероятный (равновероятное распределение)	0,250	0,143	0,100
Средний-нормальный (нормальное распределение)	0,185	0,072	0,042
Легкий (γ -распределение)	0,060	0,020	0,019

мов устанавливается по подобию форм кривых и по средним значениям нагрузок. В качестве расчетного следует принимать типовой режим, близкий к фактическому в области больших нагрузок.

Эквивалентные числа циклов определяют по следующим формулам

при расчете на контактную выносливость

$$N_{HE} = \mu_3 N_{\Sigma} \left(\frac{T_{1\max}}{T_{1H}} \right)^3; \quad (10)$$

при расчете на выносливость при изгибе

$$N_{FE} = \mu_6 N_{\Sigma} \left(\frac{T_{1\max}}{T_{1F}} \right)^6, \quad (11)$$

если переходная поверхность шлифуется и твердость поверхности $H > \text{HRC } 45$, а также при нешлифованной переходной поверхности независимо от твердости.

В формулах (10) и (11) μ_3 , μ_6 — коэффициенты, характеризующие интенсивность типовых режимов нагружения; N_{Σ} — эквивалентное число циклов напряжений; T_{1H} и T_{1F} — моменты на шестерне при расчёте на контактную и изгибную прочность.

При упрочнении азотированием, и ионно-плазменной обработкой эквивалентное число циклов вычисляют следующим образом:

$$N_{FE} = \mu_9 N_{\Sigma} \left(\frac{T_{1\max}}{T_{1F}} \right)^{9,3}. \quad (12)$$

Значения μ_3 , μ_6 , μ_9 в формулах (10)–(12), характеризующие интенсивность типовых режимов нагружения, принимаются согласно табл. 3.

Выводы

1. Установлено, что износ зубчатых передач, входящих в состав привода, определяет долговечность этих электромеханических приводов.

2. Для электромеханических приводов, где кинематическая погрешность не является основным эксплуатационным показателем, интенсивность изнашивания — один из основных параметров для расчета долговечности ЗМ.

3. Для электромеханических приводов, в которых кинематическая погрешность служит основным эксплуатационным показателем, необходимо, прежде всего, определить наиболее изнашиваемую пару ЗК, а затем по интенсивности ее изнашивания оценить долговечность механизма в целом до того времени, когда погрешность позиционирования выходного звена будет неприемлемой для всего привода.

Литература

- [1] Дроздов Ю.Н., Фролов К.В. Теоретико-инвариантный метод расчета интенсивности поверхностного разрушения твердых тел при трении. *Поверхность, физика, химия, механика*, 1982, № 5, с. 138–146.
- [2] Кузьмин И.С., Ражиков В.Н. *Мелкомодульные цилиндрические зубчатые передачи: расчет, конструирование, испытания*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 272 с.
- [3] Нажесткин Б.П., Ковалев Е.П., Бежинарь В.А. Статистический подход при исследовании изнашивания зубчатых передач в условиях вакуума. *Трение и износ*, 1986, т. 7, № 6, с. 1116–1122.
- [4] Прохоров В.П., Тимофеев Г.А., Чернышова И.Н. Эволюция эвольвентного зацепления при износе от истирания. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 2, с. 14–21.

- [5] Сокол И.В. Обеспечение надежности зубчатых передач на стадии проектирования машин. *Трение и смазка в машинах и механизмах*, 2006, № 3, с. 29–33.
- [6] Дроздов Ю.Н. Нелинейная динамика изнашивания. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2003, № 5, с. 45–55.
- [7] Маликов А.А., Лихошерст В.В., Шалобаев Е.В. Процессы заедания и остаточная деформация в зубчатых передачах. *Справочник. Инженерный журнал*, 2011, № 9, с. 12–18.
- [8] Чичинадзе А.В., ред. *Трение, износ и смазка (трибология и триботехника)*. Москва, Машиностроение, 2003. 576 с.
- [9] Тимофеев Г.А., Красавин С.И. Определение толщины смазочного слоя в тяжело нагруженном контакте по номограммам. *Приводы и компоненты машин*, 2015, № 1(14), с. 4–7.
- [10] Sun Hong, Chang Xiaofang. *Shenyang gongye daxue xuebao*. 2003, vol. 25, no. 2, pp. 98–100.
- [11] Wang Shu-Ren, Yan Yu-Tao, Ding Jin-Yuan. *Donbei daxue xuebao. Ziran kexue ban*, 2004, vol. 25, no. 2, pp. 146–149.
- [12] Дроздов Ю.Н. Обобщенные характеристики для оценки износостойкости твердых тел. *Трение и износ*, 1980, № 3, с. 417–423.
- [13] Дроздов Ю.Н. Структура метода расчета на износ. *Вестник машиностроения*, 2003, № 1, с. 25–28.
- [14] Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. *Основы расчетов на трение и износ*. Москва, Машиностроение, 1977. 526 с.
- [15] Гриб В.В. *Диагностическое моделирование механических систем*. Санкт-Петербург, Экспертные решения, 2014. 448 с.
- [16] Тимофеев Г.А., Красавин С.И. Определение вязкости смазочного масла и коэффициента трения по номограммам. *Приводы и компоненты машин*, 2014, № 4(12), с. 2–5.
- [17] Гаркунов Д.Н. *Триботехника (износ и безызносность)*. Москва, Машиностроение, 2001. 530 с.
- [18] Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г. Трибологическая надежность космических транспортных систем. *Полет*, 2005, № 1, с. 43–50.
- [19] Старжинский В.Е., Солимтерман Ю.Л., Тескер Е.И., Гоман А.М., Осипенко С.А. Виды повреждений зубчатых колес: типология и рекомендации по предупреждению повреждений. *Трение и износ*, 2008, № 5, с. 465–482.
- [20] Маликов А.А., Лихошерст В.В., Шалобаев Е.В. Анализ и классификация процесса изнашивания зубчатых передач. *Справочник. Инженерный журнал*, 2011, № 9, с. 2–11.
- [21] Семенов С.С. *Оценка качества и технического уровня сложных систем. Практика применения сложных оценок*. Москва, URSS: ЛЕННАНД, 2015. 350 с.

References

- [1] Drozdov Yu.N., Frolov K.V. Teoretiko-invariantnyi metod rascheta intensivnosti poverkhnostnogo razrusheniia tverdykh tel pri trenii [Theoretical invariant method of calculating the intensity of surface destruction of solid bodies with friction]. *Poverkhnost', fizika, khimiia, mekhanika* [Surface, physics, chemistry, mechanics]. 1982, no. 5, pp. 138–146.
- [2] Kuz'min I.S., Razhikov V.N. *Melkomodul'nye tsilindricheskie zubchatye peredachi: raschet, konstruirovaniye, ispytaniia* [Fine-grained cylindrical gears: calculation, design, testing]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1987. 272 p.
- [3] Nazhestkin B.P., Kovalev E.P., Bezharin' V.A. Statisticheskii podkhod pri issledovanii iznashivaniia zubchatykh peredach v usloviakh vakuuma [Statistical approach to study the wear of gears in vacuum]. *Trenie i iznos* [Journal of Friction and Wear]. 1986, vol. 7, no. 6, pp. 1116–1122.
- [4] Prokhorov V.P., Timofeev G.A., Chernyshova I.N. Evoliutsiia evol'ventnogo zatsepleniia pri iznose ot istiraniia. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2015, № 2 (959), pp. 14–21.
- [5] Sokol I.V. Obespechenie nadezhnosti zubchatykh peredach na stadii proektirovaniia mashin [Calculation, designing and friction units operation]. *Trenie i smazka v mashinakh i*

- mekhanizmakh* [Friction&Lubrication in Machines and Mechanisms]. 2006, no. 3, pp. 29–33.
- [6] Drozdov Iu.N. Nelineinaia dinamika iznashivaniia [Nonlinear dynamics of wear]. *Problemy mashinostroeniia i nadezhnosti mashin* [Journal of Machinery Manufacture and Reliability]. 2003, no. 5, pp. 45–55.
- [7] Malikov A.A., Likhosherst V.V., Shalobaev E.V. Protsessy zaedaniia i ostatochnaia deformatsiia v zubchatykh peredachakh [Processes of scoring and residual deformation in gears]. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal* [Handbook. An Engineering journal]. 2011, no. 9, pp. 12–18.
- [8] *Trenie, iznos i smazka (tribologiya i tribotekhnika)* [Friction, wear and lubrication (tribology and triboengineering)]. Ed. Chichinadze A.V. Moscow, Mashinostroenie publ., 2003. 576 p.
- [9] Timofeev G.A., Krasavin S.I. Opredelenie tolshchiny smazochnogo sloia v tiazhele nagruzhenom kontakte po nomogrammam [Determining the thickness of the lubricating layer in heavy-duty contact by nomograms]. *Privody i komponenty mashin* [Machine drives and parts]. 2015, no. 1(14), pp. 4–7.
- [10] Sun Hong, Chang Xiaofang. *Shenyang gongye daxue xuebao*, 2003, vol. 25, no. 2, pp. 98–100.
- [11] Wang Shu-Ren, Yan Yu-Tao, Ding Jin-Yuan. *Donbei daxue xuebao. Ziran kexue ban*. 2004, 25, no. 2, pp. 146–149.
- [12] Drozdov Iu.N. Obobshchennye kharakteristiki dlia otsenki iznosostoikosti tverdykh tel [Generalized characteristics for the evaluation of wear resistance of solids]. *Trenie i iznos* [Journal of Friction and Wear]. 1980, no. 3, pp. 417–423.
- [13] Drozdov Iu.N. Struktura metoda rascheta na iznos [The structure of the calculation method for wear]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2003, no. 1, pp. 25–28.
- [14] Kragel'skii I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S. *Osnovy raschetov na trenie i iznos* [Fundamentals of calculations on friction and wear]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1977. 526 p.
- [15] Grib V.V. *Diagnosticheskoe modelirovanie mekhanicheskikh sistem* [Diagnostic modeling of mechanical systems]. Sankt-Petersburg, Ekspertnye resheniia publ., 2014. 448 p.
- [16] Timofeev G.A., Krasavin S.I. Opredelenie viazkosti smazochnogo masla i koeffitsienta treniia po nomogrammam [Determination of the viscosity of lubricating oil and friction coefficient using nomograms]. *Privody i komponenty mashin* [Machine drives and parts]. 2014, no. 4(12), pp. 2–5.
- [17] Garkunov D.N. *Tribotekhnika (iznos i bezyznosnost')* [Tribology (wear and businessnot)]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2001. 530 p.
- [18] Drozdov Iu.N. Iudin E.G. Tribologicheskaiia nadezhnost' kosmicheskikh transportnykh sistem [Tribological reliability of space transportation systems]. *Polet* [Flight]. 2005, no. 1, pp. 43–50.
- [19] Starzhinskii V.E., Solimterman Iu.L., Tesker E.I., Goman A.M., Osipenko S.A. Vidy povrezhdenii zubchatykh koles: tipologiya i rekomendatsii po preduprezhdeniiu povrezhdenii [Modes of failure of gears: typology and recommendations for preventing failure]. *Trenie i iznos* [Journal of Friction and Wear]. 2008, no. 5, pp. 465–482.
- [20] Malikov A.A., Likhosherst V.V., Shalobaev E.V. Analiz i klassifikatsiia protsessa iznashivaniia zubchatykh peredach [The analysis and classification of gears deterioration process]. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal* [Handbook. An Engineering journal]. 2011, no. 9, pp. 2–11.
- [21] Semenov S.S. *Otsenka kachestva i tekhnicheskogo urovnia slozhnykh sistem. Praktika primeneniia slozhnykh otsenok* [Assessment of the quality and technical level of complex systems. Practice the use of complex assessments]. Moscow, URSS: LENNAND publ., 2015. 350 p.

Информация об авторах

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).

КРАСАВИН Сергей Иванович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: krasavin@bmstu.ru).

СИЛЬЧЕНКО Петр Никифорович (Красноярск) — член-корреспондент академии космонавтики, доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная механика». ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет» (660041, Красноярск, Российская Федерация, пр. Свободный, 79, e-mail: Psilchenko@sfu-kras.ru).

НОВИКОВ Евгений Сергеевич (Красноярск) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная механика». ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет» (660041, Красноярск, Российская Федерация, пр. Свободный, 79, e-mail: novikov-es@mail.ru).

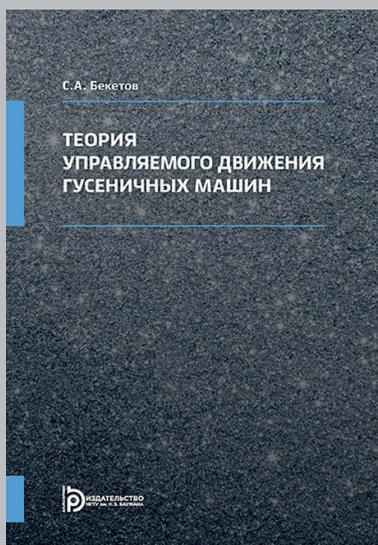
Information about the authors

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

KRASAVIN Sergey Ivanovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Fundamentals of Machine Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: krasavin@bmstu.ru).

SILCHENKO Petr Nikiforovich (Krasnoyarsk) — Corresponding Member of the Academy of Cosmonautics, Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Applied Mechanics. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Siberian Federal University (660041, Krasnoyarsk, Russian Federation, Svobodniy Ave., Bldg. 79, e-mail: Psilchenko@sfu-kras.ru).

NOVIKOV Evgeniy Sergeevich (Krasnoyarsk) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Applied Mechanics. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Siberian Federal University (660041, Krasnoyarsk, Russian Federation, Svobodniy Ave., Bldg. 79, e-mail: novikov-es@mail.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет монография

С.А. Бекетова

«Теория управляемого движения гусеничных машин»

В монографии изложены основные теории движения гусеничных машин. Представлена математическая модель движения, позволяющая исследовать управляемое движение гусеничных машин. Определены граничные условия и общие закономерности управляемого движения гусеничных машин. Приведены теоретические основы выбора параметров элементов трансмиссии.

Для научных и инженерно-технических работников, занимающихся исследованием, проектированием и созданием механических систем гусеничных машин, а также для студентов и аспирантов высших технических учебных заведений машиностроительных специальностей.

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