

УДК 629.78; 621.83/85; 621.001.83

doi: 10.18698/0536-1044-2019-1-29-36

Оценка влияния погрешностей изготовления зубчатых передач на качественные показатели приводов летательных аппаратов*

Е.С. Новиков^{1,3}, П.Н. Сильченко², Г.А. Тимофеев³, С.И. Красавин³

¹ ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова»

² ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет»

³ МГТУ им. Н.Э. Баумана

Evaluation of the Influence of Manufacturing Faults in Gears on the Quality Indicators of Aircraft Actuators

E.S. Novikov^{1,3}, P.N. Silchenko², G.A. Timofeev³, S.I. Krasavin³

¹ Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors

² Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Siberian Federal University

³ Bauman Moscow State Technical University

Ключевым направлением развития космического и авиационного машиностроения является повышение функциональных и эксплуатационных характеристик механических систем летательных аппаратов, важнейшими из которых являются приводные устройства, выполненные на базе зубчатых передач с жесткими и гибкими звеньями, с подвижными и неподвижными геометрическими осями вращения зубчатых колес и с различными модулями зацепления. Изменение номинального профиля зуба колеса в пределах поля допуска и погрешность межосевого расстояния совместно вызывают изменение коэффициента перекрытия, что в свою очередь приводит к изменению контактных и изгибных напряжений. Предложен метод оценки влияния погрешностей изготовления мелкозубчатых передач приводов механических систем космических аппаратов на их качественные показатели и функционально-эксплуатационные характеристики.

Ключевые слова: мелкозубчатые передачи, профиль зуба, качественные показатели, погрешность изготовления, коэффициент перекрытия, угол зацепления

A key area in the development of aerospace and aviation engineering is the improvement of functional and operational characteristics of aircraft mechanical systems, with priority given to actuators based on gears with rigid and flexible links, movable and stationary geometrical axes of rotation of the gears, and with various gearing modules. Variation in the nominal profile of the gear tooth in the range of the tolerance zone and the centre distance error jointly cause variation in the contact ratio, which in turn leads to variation in contact and flexural stresses. A method is proposed for evaluating the influence of manufacturing faults in fine pitch gears of actuators of mechanical systems of space vehicles on the quality indicators as well as functional and operational characteristics of the vehicles.

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

Keywords: fine pitch gears, tooth profile, quality indicators, manufacturing fault, contact ratio, pressure angle

Развитие современного космического и авиационного машиностроения во всем мире направлено на повышение функциональных и эксплуатационных характеристик узлов и агрегатов с одновременной минимизацией их массы и габаритных размеров. Одними из таких узлов летательных аппаратов (ЛА) служат приводы различного назначения, обеспечивающие функционирование элементов конструкции ЛА при выполнении служебного назначения в космосе или воздушном пространстве.

Приводы устройств вертолетов и самолетов (такие как винт турбовинтового двигателя, вентилятор турбореактивного двухконтурного двигателя, несущий или рулевой винт вертолета и т. д.) чаще всего являются силовыми. Они построены на рядных и планетарных зубчатых передачах (ЗП) с модулем зацепления $m = 2 \dots 6$ мм. Приводы механических систем космических аппаратов условно подразделяют на две группы: силовые тяжело нагруженные (в том числе приводы раскрытия антенн и солнечных батарей, построенные на базе рядных и планетарных ЗП с модулем зацепления $m = 0,3 \dots 0,5$ мм) и прецизионные, предназначенные для систем поворота и наведения антенн, выполненные преимущественно на базе волновых ЗП с модулем зацепления $m = 0,2 \dots 0,3$ мм.

Повышение качественных характеристик приводов систем и устройств космических аппаратов и воздушных судов обеспечивается различными способами как при выполнении расчетных и проектно-конструкторско-технологических работ, так и на этапах изготовления и испытаний.

Для достижения современных требований к качественным показателям приводов ЛА на этапах расчета и расчетно-теоретического анализа следует учитывать особенности их эксплуатации, условия нагружения, изготовления и проектирования как мелко модульных ($m < 1$ мм), так и крупномодульных ($m > 1$ мм) ЗП. Методы расчета, изложенные в нормативно-технической документации и стандартах, не учитывают многих указанных особенностей приводов ЛА.

Одним из определяющих факторов (который необходимо учитывать на этапе геометрического и прочностного расчетов), оказывающих воздействие на работоспособность ЗП в

составе приводов механических систем ЛА, является погрешность изготовления. Исследования показали, что от погрешностей изготовления зубчатых колес (ЗК) и корпусных деталей, влияющих на взаимное расположение ЗК и погрешность монтажа ЗК и валов, на которые опираются колеса, зависят качественные показатели зацепления, контактная и изгибная прочность зубьев ЗК и ресурс передачи.

Цель работы — определение влияния погрешностей изготовления ЗП на качественные показатели приводов ЛА на этапах выполнения расчетных, проектно-конструкторских и технологических работ.

Погрешность изготовления и геометрические параметры зацепления ЗП. Проектирование и изготовление ЗП обеспечиваются соответствующими показателями их точности, назначаемыми конструктором всего привода [1–3]. Существующие стандарты на зубчатые передачи определяют нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Кинематическая точность обеспечивается нормами, ограничивающими кинематические погрешности ЗП и ЗК. Плавность работы ЗП зависит от параметров, погрешности которых циклически проявляются за один оборот ЗК и составляют часть кинематической погрешности. К ним относятся циклические погрешности ЗП f_{zkr} и ЗК f'_{ior} и ЗК f'_{ir} , погрешность профиля зуба f_{fr} , отклонения шага (углового) ЗК f_{ptr} и зацепления f_{pbr} и колебание измерительного межосевого расстояния (МОР) на одном зубе f''_{ir} .

Качество контакта зубьев (шестерни и колеса) в ЗП определяется суммарным пятном контакта [4–6]. При этом на полноту контакта влияют следующие погрешности формы зубьев и взаимного расположения ЗК в ЗП: отклонение осевых шагов по нормали F_{pxnr} , суммарная погрешность контактной линии F_{kr} , погрешность направления зуба $F_{\beta r}$, отклонение от параллельности осей f_{xr} , перекося осей f_{yr} и отклонение МОР f_{ar} .

Рассмотрим влияние погрешности изготовления на качественные показатели зацепления на примере мелко модульных ЗП силовых тяжело нагруженных приводов раскрытия солнечных батарей и антенн космических аппаратов

связи с модулем зацепления меньше единицы на качественные показатели зацепления. Критериями работоспособности ЗП этих приводов являются нагрузочная способность и массогабаритные параметры. Следовательно, погрешностями, которые определяют эти показатели, будут нормы контакта зубьев и плавности работы ЗП.

Для анализа влияния погрешностей изготовления ЗП на нагрузочную способность, массогабаритные показатели и качественные показатели зацепления исследуем изменение погрешности профиля зуба f_{fr} в пределах поля допуска f_f и отклонение МОР f_{ar} в установленных предельных отклонениях $\pm f_a$.

Одним из факторов, воздействующих на прочность и качественные показатели зацепления, является погрешность изготовления профиля зуба [7–10]. Под ней понимается расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными торцовыми профилями зуба, между которыми размещен действительный торцовый активный профиль зуба колеса или шестерни [2].

Относительное положение номинального торцового 1 и действительного торцового активного 2 профилей зуба колеса показано на рис. 1. Рассмотрим случаи, когда действительный профиль полностью совпадает с одним из указанных номинальных профилей 1. Первый случай (рис. 1, б) — действительный профиль полностью совпадает с номинальным, максимально удаленным от оси симметрии зуба. Второй случай (рис. 1, в) — действительный профиль полностью совпадает с номинальным,

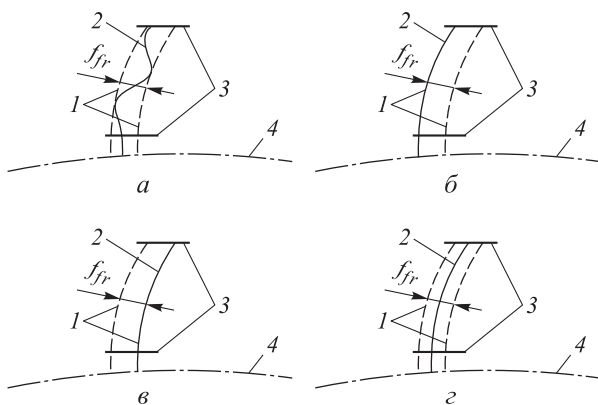


Рис. 1. Расположение действительного торцового активного профиля в пределах поля допуска f_f :
 1 — номинальные торцовые профили зуба колеса;
 2 — действительный торцовый активный профиль зуба колеса; 3 — границы активного профиля зуба;
 4 — основная окружность

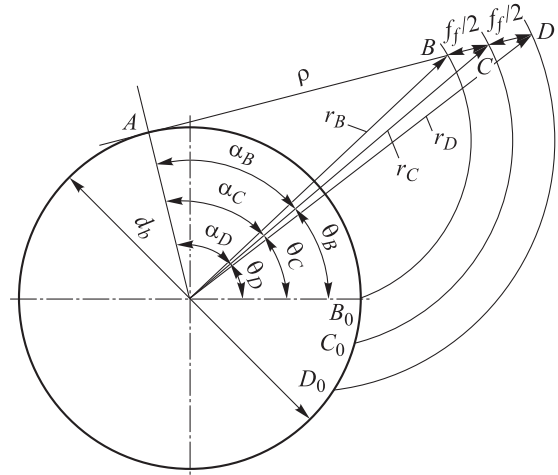


Рис. 2. Расположение эвольвент окружностей в пределах поля допуска f_f

минимально удаленным от оси симметрии зуба. Третий случай (рис. 1, г) — действительный профиль расположен между номинальными торцовыми профилями (посередине).

Участки эвольвент профилей для первого, второго и третьего случаев приведены на рис. 2.

Характер и параметры зацепления определяются совокупностью основных свойств эвольвенты:

- нормаль к эвольвенте в любой точке является касательной к основной окружности;
- длина отрезка AC нормали к эвольвенте равна длине дуги AC₀ основной окружности;
- точка A основной окружности есть центр кривизны эвольвенты в точке C;
- все эвольвенты одной и той же основной окружности эквидистантны ($BC = B_0C_0$, $CD = C_0D_0$).

Допуск на погрешность профиля зуба показывает допустимое расстояние между номинальными торцовыми профилями (см. рис. 1, а). Предположим, что CC₀ (см. рис. 2) есть эвольвента. На ней лежит точка C, угол профиля в которой равен α_C и соответствует углу профиля α ($\alpha_C = \alpha$). Если рассматривать точку D, лежащую на прямой AC и одновременно принадлежащую эвольвенте DD₀, видно, что все ее точки равноудалены от точек, принадлежащих эвольвенте CC₀ на расстояние $f_f/2$ (справа), т. е. точки эвольвенты DD₀ занимают крайнее правое положение допуска f_f . Следовательно, эвольвента DD₀ является эквидистантой эвольвенте CC₀.

Точка B, лежащая на прямой AC, одновременно принадлежит эвольвенте BB₀, все точки которой равноудалены от точек, принадлежащих эвольвенте CC₀ на расстояние $f_f/2$ (слева).

Таким образом, точки эвольвенты BB_0 занимают крайнее левое положение допуска f_f . Соответственно, эвольвента BB_0 служит эквидистантой эвольвенте CC_0 . Предполагается, что действительный профиль совпадает с номинальным (проектным). Задачей данного анализа является определение верхнего и нижнего отклонений угла профиля α при смещении действительного профиля вправо и влево (+ или -) в пределах допуска f_f .

Уравнения точек контакта C , B и D эвольвент CC_0 , BB_0 и DD_0 известны, они имеют следующий вид:

$$r_C = \frac{d_b}{2 \cos \alpha_C};$$

$$r_B = \frac{d_b}{2 \cos \alpha_B};$$

$$r_D = \frac{d_b}{2 \cos \alpha_D},$$

где r_C , r_B и r_D — радиус-векторы соответственно точек C , B и D , лежащих на эвольвентах CC_0 , BB_0 и DD_0 ; d_b — диаметр основной окружности α_C , α_B и α_D — углы профиля соответственно в точках C , B и D , лежащих на эвольвентах CC_0 , BB_0 и DD_0 .

Определим радиусы кривизны эвольвент CC_0 , BB_0 и DD_0 в точках C , B и D , лежащих на соответствующих эвольвентах:

$$\rho_C = \operatorname{tg} \alpha_C \frac{d_b}{2};$$

$$\rho_B = \operatorname{tg} \alpha_B \frac{d_b}{2}; \quad (1)$$

$$\rho_D = \operatorname{tg} \alpha_D \frac{d_b}{2}. \quad (2)$$

Следовательно, угол профиля в точке C , лежащей на эвольвенте CC_0 , $\alpha_C = \alpha$. Тогда

$$\rho_B = \rho_C - \frac{f_f}{2}; \quad (3)$$

$$\rho_D = \rho_C + \frac{f_f}{2}. \quad (4)$$

Используя уравнения (1) и (2), получим зависимости, определяющие углы профиля в точках B и D , лежащих соответственно на эвольвентах BB_0 и DD_0 :

$$\operatorname{tg} \alpha_B = \frac{(\operatorname{tg} \alpha_C r_b) - f_f / 2}{r_b};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_D = \frac{(\operatorname{tg} \alpha_C r_b) + f_f / 2}{r_b}.$$

С учетом того, что $\alpha_C = \alpha$, получим

$$\alpha_B = \arctg \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{f_f}{d_b} \right); \quad (5)$$

$$\alpha_D = \arctg \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{f_f}{d_b} \right). \quad (6)$$

Следовательно, при расположении действительного профиля в пределах поля допуска f_f угол профиля α будет иметь следующие предельные отклонения:

$$\alpha \begin{matrix} +\arctg(\operatorname{tg} \alpha + f_f / d_b) \\ -\arctg(\operatorname{tg} \alpha - f_f / d_b) \end{matrix}.$$

Из анализа формул (3) и (4) следует, что при перемещении эвольвенты в пределах допуска f_f происходит изменение радиуса кривизны эвольвенты ρ (см. рис. 2). Это вызывает изменение формы зуба и влияет как на качественные показатели зацепления, так и на прочностные характеристики ЗП.

Угол зацепления ЗП α_{tw} в пределах поля допуска будет изменяться в зависимости от положения действительного профиля зуба, определяемого допусками f_f и f_{ar} :

$$\alpha_{tw \min} = \arccos \left\{ \frac{0,5m(z_1 + z_2)}{0,5m(z_1 + z_2) \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw} - f_{ar}} \times \cos \left[\arctg \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{f_f}{d_b} \right) \right] \right\}; \quad (7)$$

$$\alpha_{tw \max} = \arccos \left\{ \frac{0,5m(z_1 + z_2)}{0,5m(z_1 + z_2) \cos \alpha_t / \cos \alpha_{tw} + f_{ar}} \times \cos \left[\arctg \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{f_f}{d_b} \right) \right] \right\}, \quad (8)$$

где $\alpha_{tw \min}$ и $\alpha_{tw \max}$ — минимальное и максимальное значение угла зацепления; z_1 и z_2 — число зубьев шестерни и колеса; α_t — угол профиля.

Изменяя величины допусков, можно установить, при каких значениях задаваемые расчетные параметры будут соответствовать требуемым проектным, применив зависимости, приведенные в ГОСТ 16532–83 [3].

После изготовления ЗК (шестерни и колеса) передачи привода можно определить все реальные геометрические параметры ЗК и указанные погрешности изготовления, используя контрольно-измерительную аппаратуру. На основе представленных зависимостей и с учетом ГОСТ 21354–87 [11] и ГОСТ 16532–83

можно оценить полученные ожидаемые эксплуатационные параметры ЗК, отдельных передач и привода в целом.

Значения допусков f_f и f_{ar} оказывают влияние не только на колебания угла профиля и угла зацепления (формулы (7), (8)), но и на качественные показатели зацепления.

Погрешность изготовления ЗК передачи и коэффициент перекрытия. Коэффициент торцового перекрытия ЗП (в редукторах приводов раскрытия применяют чаще всего прямозубые ЗП) существенно зависит от указанных погрешностей изготовления при их изменении в пределах полей допусков.

Согласно ГОСТ 16532–83 [3], коэффициент торцового перекрытия определяется по формуле

$$\epsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi},$$

где α_{a1} и α_{a2} — угол профиля зуба в точке на окружности вершин шестерни и колеса.

На коэффициент торцового перекрытия влияет как угол профиля α , так и угол зацепления α_{tw} , которые изменяются от максимума к минимуму в зависимости от погрешности изготовления. Предельные значения этих параметров определяются по формулам (5)–(8). Чем меньше угол профиля α (формула (5)) и чем больше угол зацепления α_{tw} (выражение (8)), тем выше коэффициент перекрытия.

Исследуем влияние изменения углов профиля α и зацепления α_{tw} на коэффициент перекрытия для силовой ЗП привода раскрытия солнечных батарей космического аппарата связи, имеющей следующие параметры: вид сопряжения — E; класс отклонений МОР — V; степень точности по нормам плавности — 6; $m = 0,5$; $z_1 = 17$; $z_2 = 51$. При изменении угла зацепления α_{tw} от минимального значения к максимальному и уменьшению угла профиля α

Предельные отклонения МОР

Вид сопряжения	Класс отклонений МОР	МОР, мм	Предельное отклонение МОР, мкм
H	II	До 12	±8
G	III		±11
F	IV		±18
E	V		±30
D	VI		±45

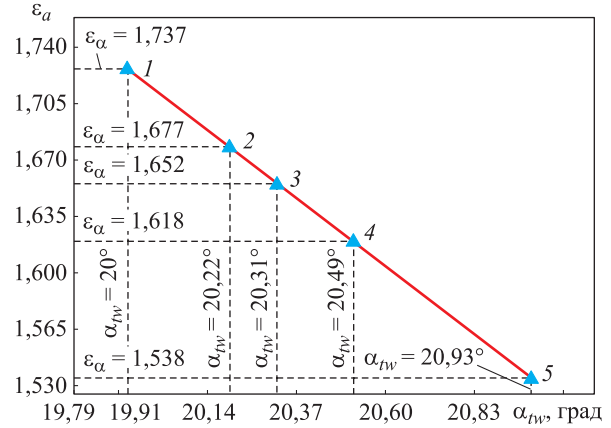


Рис. 3. Зависимость торцового коэффициента перекрытия от угла зацепления при различных отклонениях МОР:

- 1 — $a_w = a_{w \text{ ном}}$; 2 — $f_a = +8$ мкм; 3 — $f_a = +11$ мкм;
- 4 — $f_a = +18$ мкм; 5 — $f_a = +30$ мкм

от максимума к минимуму коэффициент торцового перекрытия колеблется в пределах $1,535 \leq \epsilon_\alpha \leq 1,755$.

В данном случае коэффициент торцового перекрытия изменился от минимума к максимуму примерно на 0,22. Уменьшение его указанного значения приводит не только к снижению плавности работы ЗП [4, 5, 9, 10, 12–14], но и к увеличению контактных и изгибных напряжений, которое в несколько раз превышает коэффициент запаса прочности, принимаемый для ЗП приводов раскрытия антенн и солнечных батарей космических аппаратов связи.

На рис. 3 приведена зависимость торцового коэффициента перекрытия от угла зацепления для конкретной тяжело нагруженной ЗП (МОР $a_w = 11,5$ мм) редуктора привода раскрытия. При колебаниях МОР от номинального значения $a_{w \text{ ном}}$ до $a_w + f_a$ происходит возрастание угла зацепления от минимального значения до максимального, определяемых по формулам (7) и (8).

Согласно ГОСТ 9178–81, предельное отклонение на стадии проектно-конструкторских работ назначается в зависимости от вида сопряжения и класса отклонений МОР (см. таблицу), принимаемых от $f_a = \pm 8$ мкм (сопряжение — H, класс отклонений МОР — II) до $f_a = \pm 45$ мкм (сопряжение — D, класс отклонений МОР — VI) при a_w до 12 мм.

На рис. 3 для конкретных видов сопряжений, классов отклонений МОР и предельных отклонений МОР до 12 мм (см. таблицу) показаны точки, которым соответствуют полученные значения коэффициента торцового перекрытия ϵ_α и угла зацепления α_{tw} .

Следует отметить, что сопряжение D и VI класс отклонений МОР при проектировании ЗП приводов раскрытия антенн и солнечных батарей космических аппаратов не рассматривались.

Как видно на рис. 3, при номинальном значении МОР и угле зацепления $\alpha_{tw} = 20^\circ$ коэффициент перекрытия имеет максимальное значение $\varepsilon_\alpha = 1,737$. Если при изготовлении привода МОР увеличится на максимальное значение погрешности (например, на f_a), но она все же останется в пределах допуска, то угол зацепления α_{tw} возрастет, а коэффициент перекрытия ε_α снизится. При $f_a \leq 30$ мкм угол зацепления $\alpha_{tw} \leq 20,93^\circ$, а $\varepsilon_\alpha \geq 1,538$.

Анализ рис. 3 и представленных крайних значений α_{tw} и ε_α для каждой степени точности в сочетании с видом сопряжения показывает, что при сопряжении E и классе отклонений межосевого расстояния V коэффициент перекрытия колеблется в пределах $1,538 \leq \varepsilon_\alpha \leq 1,737$. Полученное значение изменения коэффициента перекрытия также приводит к увеличению контактных и изгибных напряжений, которое в несколько раз превы-

шает коэффициент запаса прочности, что недопустимо при проектировании ЗП приводов раскрытия антенн и солнечных батарей космических аппаратов связи.

Выводы

1. Проведенные исследования доказывают, что погрешности изготовления ЗК приводов, а также корпусных деталей в пределах технологических допусков оказывают существенное влияние на качественные показатели и функционально-эксплуатационные характеристики как отдельных ЗП, так и всего привода системы или устройства ЛА в целом.

2. На этапе расчетно-теоретического анализа и выполнения для ЛА проектно-конструкторско-технологических работ при разработке ЗП необходимо обоснованно назначать допуски и учитывать их в каждом конкретном случае для достижения требуемых функционально-эксплуатационных характеристик приводов с максимальной нагрузочной способностью, имеющих минимальные габаритные размеры и массу механических систем.

Литература

- [1] ГОСТ 1643–81. *Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски*. Москва, Изд-во стандартов, 1981.
- [2] ГОСТ 9178–81. *Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические мелкомодульные. Допуски*. Москва, Изд-во стандартов, 1981. 40 с.
- [3] ГОСТ 16532–83. *Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии*. Москва, Изд-во стандартов, 1983.
- [4] Вулгаков Э.Б. Новое поколение эвольвентных зубчатых передач. *Вестник машиностроения*, 2004, № 1, с. 3–6.
- [5] Болотовский И.А. *Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач*. Москва, Машиностроение, 1986. 448 с.
- [6] Сидоров И.А., Пашин А.А., Плясов А.В. *Многопоточные зубчатые трансмиссии. Теория и методология проектирования*. Москва, Машиностроение, 2011. 340 с.
- [7] Ткачев А.А. Классификация линий блокирующего контура. *Вестник Ижевского государственного технического университета*, 2007, № 1(33), с. 165–170.
- [8] Сильченко П.Н., Колотов А.В., Мерко М.А. Классификация линий блокирующего контура. *Технология машиностроения*, 2006, № 9, с. 57–60.
- [9] Гольдфарб В.И., Ткачев А.А. *Проектирование эвольвентных цилиндрических зубчатых передач. Новый подход*. Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2004. 95 с.
- [10] Сильченко П.Н., Новиков Е.С., Леканов А.В. Обеспечение основных качественных показателей приводов устройств исполнительной автоматики механических систем космических аппаратов. *Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред им. А.Г. Горшкова. Мат. XVIII Междунар. симп.*, 13–17 февраля 2012, Москва, Изд-во МАИ, 2012, с. 127–129.
- [11] ГОСТ 21354–87. *Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность*. Москва, Изд-во стандартов, 1993.

- [12] Тескер Е.И., Яковлев Н.М., Салолькин М.Ф., Сиротин В.В. Методология определения критериев предельных состояний высоконагруженных зубчатых передач трансмиссий и приводов. *Вестник машиностроения*, 2008, № 2, с. 12–16.
- [13] Абрумянц Р.В. Расчет эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи с совместным учетом изгибной и контактной выносливости. *Сб. докл. Междунар. конф. по теории механизмов и механике машин*, Краснодар, Кубан. гос. технол. ун-т, 2006, с. 87–88.
- [14] Litvin F.L., Fuentes A. *Gear geometry and applied theory*. Cambridge, Cambridge University Press, 2004. 818 p.

References

- [1] *State Standard 1643–81. Basic requirements for interchangeability. Cylindrical gearings. Tolerances*. Moscow, Standartinform publ., 1981.
- [2] *State Standard 9178–81. Basic requirements for interchangeability. Cylindrical fine-pitch gears. Tolerances*. Moscow, Standartinform publ., 1981. 40 с.
- [3] *State Standard 16532–83. Cylindrical involute external gear pairs. Calculation of geometry*. Moscow, Standartinform publ., 1983.
- [4] Vulgakov E.B. New generation of involute gears. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2004, no. 1, pp. 3–6 (in Russ.).
- [5] Bolotovskiy I.A. *Spravochnik po geometricheskomu raschetu evol'ventnykh zubchatykh i chervyachnykh peredach* [Handbook for the geometric calculation of involute gears and worm gears]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1986. 448 p.
- [6] Sidorov I.A., Pashin A.A., Plyasov A.V. *Mnogopotochnyye zubchatyye transmissii. Teoriya i metodologiya proyektirovaniya* [Multi-threaded gear transmissions. Theory and design methodology]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2011. 340 p.
- [7] Tkachev A.A. Classification lines blocking circuit. *Vestnik Izhevskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2007, no. 1(33), pp. 165–170 (in Russ.).
- [8] Sil'chenko P.N., Kolotov A.V., Merko M.A. Classification of the lines of the blocking circuit. *Tekhnologiya mashinostroyeniya*, 2006, pp. 57–60 (in Russ.).
- [9] Gol'dfarb V.I., Tkachev A.A. *Proyektirovaniye evol'ventnykh tsilindricheskikh zubchatykh peredach. Novyy podkhod* [Designing involute spur gears. New approach]. Izhevsk, ISTU publ., 2004. 95 p.
- [10] Sil'chenko P.N., Novikov E.S., Lekanov A.V. Providing the main quality indicators of actuators of automatic automation of mechanical systems of space vehicles. *Dinamicheskiye i tekhnologicheskkiye problemy mekhaniki konstruksiy i sploshnykh sred im. A.G. Gorshkova. Materialy 18 mezhdunarodnogo simpoziuma* [Dynamic and technological problems of structural mechanics and continuous media to after name A.G. Gorshkov. Proceedings of the 18 International Symposium]. Moscow, 2012, pp. 127–129.
- [11] *State Standard 21354–87. Cylindrical evolvent gears of external engagement. Strength calculation*. Moscow, Standartinform publ., 1993.
- [12] Tesker E.I., Yakovlev N.M., Salolykin M.F., Sipotin V.V. Methodology for determining the criteria of limit states of high-loaded gear transmissions and drives. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2008, no. 2, pp. 12–16 (in Russ.).
- [13] Abrumyants R.V. Calculation of an involute spur gear with a joint consideration of bending and contact endurance. *Sbornik dokladov Mezhdunarodnoy konferentsii po teorii mekhanizmov i mekhanike mashin* [Collection of reports of the International Conference on Theory of Mechanisms and Machine Mechanics]. Krasnodar, KSTU publ., 2006, pp. 87–88.
- [14] Litvin F.L., Fuentes A. *Gear geometry and applied theory*. Cambridge, Cambridge University Press, 2004. 818 p.

Информация об авторах

НОВИКОВ Евгений Сергеевич — кандидат технических наук, начальник конструкторского бюро «Авиационные приводы». ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: nes@ciam.ru); доцент кафедры «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: novikov-es@mail.ru).

СИЛЬЧЕНКО Петр Никифорович — член-корреспондент академии космонавтики, доктор технических наук, профессор кафедры «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет» (660041, Красноярск, Российская Федерация, Свободный пр., 79).

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич — 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 — 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).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Новиков Е.С., Сильченко П.Н., Тимофеев Г.А., Красавин С.И. Оценка влияния погрешностей изготовления зубчатых передач на качественные показатели приводов летательных аппаратов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 1, с. 29–36, doi: 10.18698/0536-1044-2019-1-29-36

Please cite this article in English as:

Novikov E.S., Silchenko P.N., Timofeev G.A., Krasavin S.I. Evaluation of the Influence of Manufacturing Faults in Gears on the Quality Indicators of Aircraft Actuators. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 1, pp. 29–36, doi: 10.18698/0536-1044-2019-1-29-36

Information about the authors

NOVIKOV Evgeniy Sergeevich — Candidate of Science (Eng.), Head of Aircraft Actuators Design Bureau. Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: nes@ciam.ru); Associate Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: novikov-es@mail.ru).

SILCHENKO Petr Nikiforovich — Corresponding Member of the Academy of Cosmonautics, Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Design and Technology for Mechanical Engineering. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — Siberian Federal University (660041, Krasnoyarsk, Russian Federation, Svobodnyy Ave., Bldg. 79).

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

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