

УДК 621.837.2

Расчет зубьев сателлита планетарно-цевочного редуктора по критерию контактной выносливости

А.В. Медовщиков, Ю.В. Синицына

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Computing the planetary pinion gear satellite teeth in accordance with the contact fatigue criterion

A.V. Medovshchikov, Y.V. Sinitsyna

Bauman Moscow State Technical University

Планетарно-цевочные редукторы предназначены для преобразования и передачи крутящего момента от двигателя к исполнительному механизму. На сегодняшний день не существует стандартных методик расчета редукторов такого типа. Многие работы посвящены определению износостойкости пар трения и ресурса планетарно-цевочного редуктора исходя из предельного износа. Как показывает опыт эксплуатации, в некоторых случаях редуктор выходит из строя из-за выкрашивания поверхностей, работающих в условиях силового контактного взаимодействия. Рассмотрен подход к определению распределения усилий в зацеплении, вносящий существенный вклад в нахождение контактных напряжений. Контактные напряжения определены по известной формуле Герца для контакта двух параллельных цилиндров. Проведен расчет контактной выносливости поверхности зубьев сателлита планетарно-цевочного редуктора по различным методикам. Определено ожидаемое время работы до начала усталостного контактного разрушения. Показана возможность использования известной методики расчета контактной выносливости эвольвентных зубчатых колес для циклоидального зацепления.

EDN: MGCDNQ, <https://elibrary/mgcdnq>**Ключевые слова:** контактная выносливость, планетарно-цевочная передача, зубчатое зацепление

The planetary pinion gears are used in the gearboxes, and are designed to convert and transmit torque from an engine to the actuator. As of today, any standard computation methods for this type of a gear are missing. Many works are devoted to determine wear resistance of the friction pairs and the service life of the planetary pinion gear based on the wear limit. The operating experience shows that in certain cases the gear fails due to chipping the surfaces operating under the force contact interaction. The paper considers an approach to determining distribution of forces in the engagement, which makes a significant contribution in finding the contact stresses. Contact stresses are identified using the well-known Hertz formula for a contact of the two parallel cylinders. Contact fatigue of the surface of the planetary pinion gear satellite teeth is computed using various methods. The expected operating time before the fatigue contact failure onset is determined. The paper provides a comparison of the obtained results, and demonstrates a possibility in using the well-known method in computing contact fatigue of the involute gears for the cycloidal engagement.

EDN: MGCDNQ, <https://elibrary/mgcdnq>**Keywords:** back-to-back endurance, planetary pinion gear, gear engagement

Планетарно-цевочные редукторы (ПЦР) нашли широкое применение в различных изделиях машиностроения, в частности в исполнительных узлах роботов манипуляторов [1–4]. Основными достоинствами ПЦР являются компактность, точность, высокие грузоподъемность и коэффициент полезного действия (КПД) [5].

Наиболее распространенная конструкция ПЦР (рис. 1) состоит из составного корпуса 1, на котором закреплен электродвигатель 9. На валу последнего расположен эксцентриковый вал 4, два циклоидальных колеса (сателлита) 8, установленные на роликовых подшипниках 7, а также ролики (цевки) 6, размещенные в отверстиях обоймы 5, которая, как правило, является выходным валом на опорах 3. Корпус имеет пальцы 2 (или отверстия для их установки) механизма параллельных кривошипов.

Одним из возможных вариантов выхода из строя ПЦР является усталостное выкрашивание зубьев сателлита [6]. Известно, что помимо выкрашивания поверхности контакта зубьев эвольвентное зацепление подвержено усталостному разрушению под действием изгибных напряжений в ножке зуба [7]. Так как сателлит, представляющий собой зубчатое колесо, имеет циклоидальный профиль, изгиба зуба не происходит.

Сателлит — ключевой компонент ПЦР, и его надежность влияет на работоспособность ПЦР, поэтому определение контактных напряжений

в зубьях и оценка контактной выносливости представляются важной практической задачей.

Помимо сателлита усталостному выкрашиванию поверхности подвержены подшипники [8], используемые в ПЦР. Так как подшипник — стандартный элемент, его замена не является трудоемкой операцией, в отличие от таковой для сателлита, профиль которого должен быть изготовлен с повышенной точностью.

Цель работы — выбор методики расчета по критерию контактной выносливости для определения ожидаемого ресурса ПЦР.

Методика расчета. Для расчета по условию контактной выносливости необходимо определить усилия, возникающие в зацеплении при работе ПЦР. Расчет распределения нагрузки по зубьям сателлита — статически неопределимая задача, поэтому введем допущения, рассмотренные в работах [9]. Для определения усилий в циклоидальном зацеплении ПЦР будем использовать следующий алгоритм.

1. Задаем геометрические параметры ПЦР и находим массив связей (их общее число n), состоящий из точек контакта сателлита с цевками и пальцами, а также центра подшипника. Вычисляем вектор внешних сил

$$R = \{F_x, F_y, 0, T\},$$

где F_x и F_y — проекции на оси координат x и y центробежных сил, действующих на сателлит; T — внешний крутящий момент.

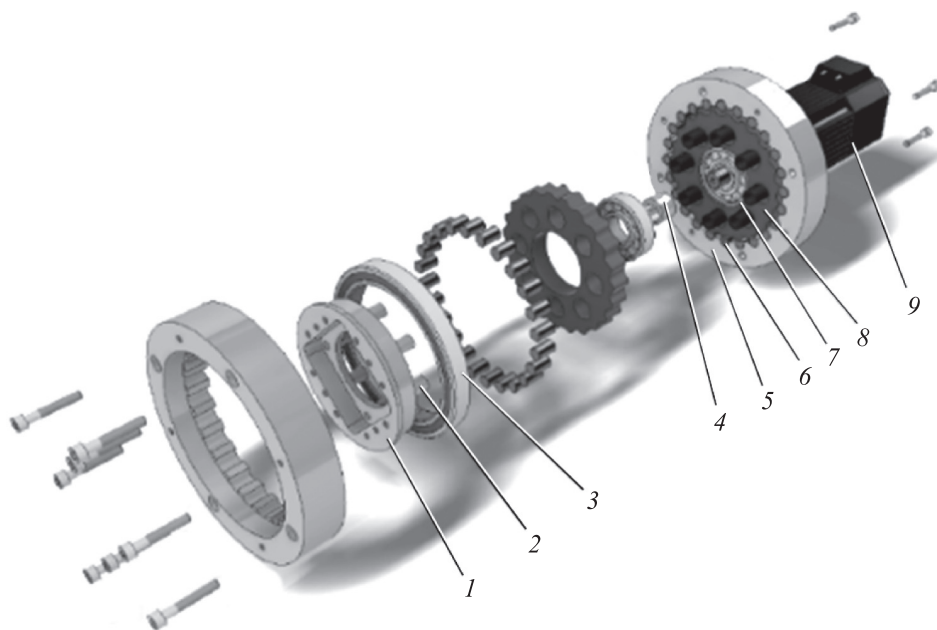


Рис. 1. Внешний вид ПЦР

Определяем матрицы $\mathbf{B}_i$, которые преобразуют положение сателлита (перемещение по осям u, v и его поворот на угол α) и обоймы (поворот на угол β), т. е. вектор глобальных перемещений $\chi = \{u, v, \alpha, \beta\}$, в локальные перемещения связей δ_i ($i = 1, \dots, n$). Для первой итерации глобальные перемещения сателлита и обоймы принимаем нулевыми: $\chi = \{0, 0, 0, 0\}$.

2. Обозначаем номер итерации через ψ . Определяем локальные сближения $\delta_i^\psi = \mathbf{B}_i \chi^\psi + \Delta_i$ (Δ_i — вектор, характеризующий суммарную погрешность изготовления в месте контакта или в опоре) и матрицы упругости $\mathbf{D}_i^\psi$ для контактов сателлита с цевками, пальцами и подшипниками.

3. Решая систему линейных алгебраических уравнений, находим приближение глобальных перемещений сателлита и обоймы

$$\left[\sum_{i=1}^n \mathbf{B}_i^T \mathbf{D}_i^\psi \mathbf{B}_i \right] \chi^{\psi+1} = R - \sum_{i=1}^n \mathbf{B}_i^T \mathbf{D}_i^\psi \Delta_i,$$

а также силы в точках контакта

$$F_i = \mathbf{D}_i^\psi (\mathbf{B}_i \chi^{\psi+1} + \Delta_i).$$

4. При условии, что силы в точках контакта меняют знак, повторяем шаги 2 и 3.

Более подробно алгоритм расчета распределения сил в циклоидальном зацеплении описан в работе [10]. Таким образом, получаем векторы сил, действующих на каждый зуб (рис. 2).

Определяем контактное напряжение в точке контакта цевки и сателлита для каждого зуба по формуле Герца

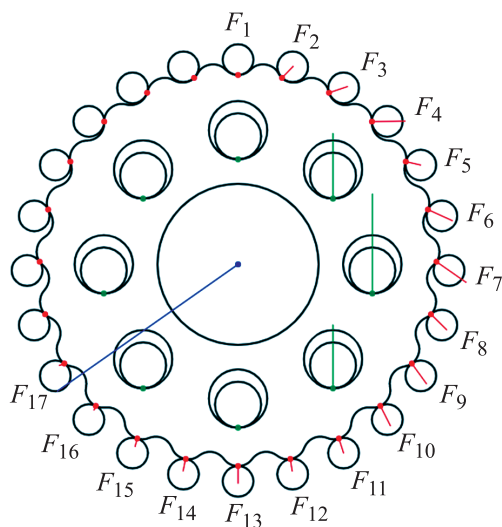


Рис. 2. Схема сателлита с зубьями, на которые действуют силы F_1 – F_{17}

$$\sigma_H = \sqrt{\left(\frac{F_i E^*}{\pi b_p R} \right)}.$$

Здесь F_i — сила взаимодействия i -й цевки с зубом сателлита; E^* — приведенный модуль упругости; b_p — ширина сателлита; R — приведенный радиус кривизны,

$$R = \left[\frac{1}{r_c} \pm \frac{1}{r_p} \right]^{-1},$$

где r_c и r_p — радиус профиля кривизны сателлита и цевки, причем первый параметр в разных точках различный, а второй постоянный и равный половине диаметра цевки d_p .

Так как для сопряжения с цевками профиль сателлита должен быть образован эквидистантой к трохоиде [11], радиус его кривизны

$$r_c = \frac{s a_p [1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos z_c t]^{3/2}}{2[1 + s z_p \lambda^2 - \lambda(s z_p + 1) \cos z_c t]} - \frac{d_p}{2},$$

где s — параметр трохоиды, $s = [-1, 1]$; a_p — диаметр, на котором расположены центры цевки (делительный диаметр обоймы); λ — коэффициент укорочения трохоиды; z_c и z_p — число зубьев сателлита и цевки; t — свободный параметр, $t = 0 \dots 2\pi$.

Зависимость приведенного радиуса кривизны от номера цевки показана на рис. 3.

Приведенный модуль упругости

$$E^* = \left[\frac{(1 - \mu_c^2)}{E_c} + \frac{(1 - \mu_p^2)}{E_p} \right]^{-1},$$

где μ_c , μ_p и E_c , E_p — коэффициенты Пуассона и модули упругости материала сателлита и цевки соответственно.

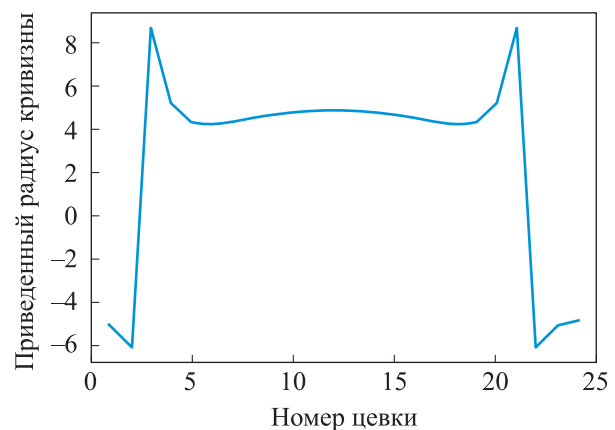


Рис. 3. Зависимость приведенного радиуса кривизны от номера цевки

После определения всех контактных напряжений вычисляем их максимальные значения $\sigma_{H\max}$ и по методике, изложенной в ГОСТ 21354–87, оцениваем контактную выносливость, с учетом которой должно выполняться условие

$$\sigma_{H\max} \leq [\sigma]_H.$$

Здесь $[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение,

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_H},$$

где $\sigma_{H\lim}$ — предел контактной выносливости; Z_N — коэффициент долговечности; S_H — коэффициент запаса, назначаемый из опыта производственной эксплуатации, для простоты расчетов принятый равным единице.

Коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}}.$$

Здесь N_{HG} — базовое число циклов, зависящее от твердости материала; N_{HE} — эквивалентное число циклов,

$$N_{HE} = 60 t_\Sigma n_3 n_b \mu_H,$$

где t_Σ — ресурс ПЦР; n_3 — число входов в зацепления цевки и зуба сателлита за один оборот быстроходного вала; n_b — частота вращения эксцентрикового вала, на котором установ-

лен сателлит; μ_H — коэффициент эквивалентности по циклам, учитывающий режим нагружения и характер накопления повреждений, для простоты расчета $\mu_H = 1$, т. е. в течение всего срока службы ПЦР будет нагружена максимальным моментом.

Тогда ресурс ПЦР

$$t_\Sigma = \left(\frac{\sigma_{H\lim}}{\sigma_{H\max}} \right)^6 \frac{N_{HG}}{60n}, \quad (1)$$

где $\sigma_{H\lim}$ зависит от марки материала и режима термической обработки поверхности.

Для конкретизации данных за материал сателлита принимаем сталь 40Х, а в качестве термической обработки — нормализацию. Согласно ГОСТ 21354–87, получаем

$$\sigma_{H\lim} = 2\overline{HB} + 70,$$

где $\overline{HB}$ — средняя твердость поверхности, определяемая по возможному диапазону твердостей материала, который можно получить при заданном типе термической обработки. Принимаем $\overline{HB} = 250$ и $N_{HG} = \overline{HB}^3$.

Так как данный расчет предназначен в основном для эвольвентных зубчатых передач, другие коэффициенты, полученные при экспериментальном исследовании работы зубчатого зацепления такого типа, рассматривать не будем, а лишь ограничимся основными расчетными зависимостями, применимыми для широкого спектра задач контактной выносливости.

Основные параметры ПЦР

Параметр	Значение
Делительный диаметр обоймы a_p , мм	240
Число цевок z_p , шт.	24
Диаметр цевки d_p , мм	19
Эксцентриситет e , мм	3,5
Диаметр расположения пальцев a_f , мм	128
Число пальцев z_f , шт.	8
Диаметр пальца d_f , мм	30
Модуль упругости сателлита E , кПа	215
Коэффициент Пуассона μ	0,3
Твердость материала НВ	250
Частота вращения эксцентрикового вала n_b , мин ⁻¹	500
Крутящий момент T , Н·м	600
Предел контактной выносливости $\sigma_{H\lim}$, МПа	570

Получив некоторые исходные данные, проведем расчеты для ПЦР по схеме КНУ [12] с параметрами, приведенными в таблице.

Как уже отмечалось, для расчета по критерию контактной выносливости необходимо знать распределение нагрузок между цевками и максимальное значение контактного напряжения, возникающего в зоне контакта наиболее нагруженной цевки с сателлитом. Для такого ПЦР распределение контактного напряжения в одном зубе показано на рис. 4, где φ — угол поворота эксцентрикового вала. Видно, что максимальное контактное напряжение $\sigma_{Hmax} = 740$ МПа.

После подстановки всех данных в выражение (1) получаем ожидаемый ресурс ПЦР до начала усталостного выкрашивания $t_{\Sigma} = 110$ ч.

Известно, что эксплуатируемые ПЦР работают в среднем 5000...8000 ч. По результатам проведенного расчета ожидаемый ресурс ПЦР составил всего 110 ч. Такое расхождение с ресурсом реального механизма можно объяснить тем, что при расчете рассмотрены только самые крайние, т. е. худшие с точки зрения механизма варианты. Также расчет проведен для неупрочненного материала.

Предложенная методика оценки контактной выносливости нашла применение при проектном расчете эвольвентного зубчатого зацепления. Так как расчет предлагается выполнять в полюсе зацепления, где теоретически возможно чистое качение, его можно применять и для случая контакта цевки и сателлита, где происходит чистое качение. Однако основным недостатком такого расчета является сложность определения предела контактной выносливости, значение которого напрямую влияет на ресурс ПЦР.



Рис. 4. Распределение контактного напряжения σ в одном зубе за один оборот эксцентрикового вала

В работе [13] для определения допускаемого значения контактного напряжения предложено использовать предел выносливости материала при симметричном цикле нагружения

$$\sigma_{Hlim} = \frac{\sigma_{-1}(N)}{(1 - 2\mu)}, \quad (2)$$

где $\sigma_{-1}(N)$ — предел выносливости материала при симметричном цикле нагружения; μ — коэффициент Пуассона.

Известно, что твердость материала является основным критерием для определения контактной выносливости материала, однако в предложенном выражении эта технологическая проба в явном виде не использована. Она учитывается при определении предела выносливости материала. При увеличении твердости поверхности повышается и предел выносливости, который предложено использовать в выражении (2).

Предел выносливости материала чаще всего определяют по справочнику или по результатам экспериментального исследования [14]. Для нужд производства обычно закупают сортамент материала у конкретного производителя и перед проектным расчетом запрашивают результаты испытаний образцов из этого материала. Предел выносливости материала можно найти по методике определения значения σ_{-1} , описанной в ГОСТ 25504–82 (Методы расчета характеристик сопротивления усталости):

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_b) \sigma_b, \quad (3)$$

где σ_b — предел прочности материала.

Согласно справочнику [15], для рассматриваемого материала, габаритных размеров и способа термической обработки предел прочности $\sigma_b = 570$ МПа. После подстановки этого значения в выражение (3) получаем $\sigma_{-1} = 280$ МПа.

Зная предел прочности, по формуле (2) определяем предел контактной выносливости $\sigma_{Hlim} = 700$ МПа.

Базовое число циклов при использовании выражения (2) составит $4 \cdot 10^6$. Такое значение базового числа циклов взято из усталостной кривой стальных образцов при испытаниях на знакопеременный изгиб. Подставляя полученные значения в выражение (1), получаем ресурс ПЦР $t_{\Sigma} = 95$ ч.

Выводы

1. При использовании метода оценки ожидаемого времени работы контактно-нагружен-

ных деталей на основе такой усталостной характеристики материала, как предел выносливости при симметричном цикле нагружения, расчетный ресурс ПЦР примерно на 13 % меньше, чем при стандартизированном расчете контактной выносливости поверхности зубьев, применяемом для зубчатых передач эвольвентного профиля.

2. Корректность расчетов для оценки контактной выносливости поверхности зубьев са-

теллита необходимо подтверждать ресурсными испытаниями ПЦР. Однако, несмотря на то, что определение ресурса ПЦР по выражению (2) дает незначительно завышенное значение предела контактной выносливости, ожидаемый ресурс оказывается меньше ввиду использования другого базового числа циклов. При применении такой методики ресурс оценивается умеренно консервативно, что приветствуется в инженерных расчетах.

Литература

- [1] Glazunov V., Laryushkin P., Kheylo S. 3-DOF translational and rotational parallel manipulators. In: *New trends in mechanism and machine science. mechanisms and machine science. Springer*, 2012, vol 7, pp. 199–207, doi: https://doi.org/10.1007/978-94-007-4902-3_21
- [2] Li X., Shao W., Tang J. et al. An investigation of the contact fatigue characteristics of an RV reducer crankshaft, considering the hardness gradients and Initial residual stress. *Materials*, 2022, vol. 15, no. 21, art. 7850, doi: <https://doi.org/10.3390/ma15217850>
- [3] Pham A.-D., Ahn H.-J. High precision reducers for industrial robots driving 4th industrial revolution: state of arts, analysis, design, performance evaluation and perspective. *Int. J. of Precis. Eng. and Manuf.-Green Tech.*, 2018, vol. 5, no. 4, pp. 519–533, doi: <https://doi.org/10.1007/s40684-018-0058-x>
- [4] Wang Y., Wei B., Wang Z. et al. Research on loaded contact analysis and tooth wear calculation method of cycloid–pin gear reducer. *Lubricants*, 2023, vol. 11, no. 10, art. 445, doi: <https://doi.org/10.3390/lubricants11100445>
- [5] Hsieh C.-F., Fuentes-Aznar A. Performance prediction method of cycloidal speed reducers. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, 2019, vol. 41, art. 186, doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1690-2>
- [6] Li G., Mi W., Lu K. et al. Reliability analysis on gear contact fatigue strength considering the effect of tolerance. *Open Mech. Eng. J.*, 2014, vol. 8, pp. 630–635, doi: <http://dx.doi.org/10.2174/1874155X01408010630>
- [7] Sun Q., Sun Y., Li L. Strength analysis and tooth shape optimization for involute gear with a few teeth. *Adv. Mech. Eng.*, 2018, vol. 10, no. 1, doi: <http://dx.doi.org/10.1177/1687814017751957>
- [8] Zakharov M.N., Ermolaev M.M., Zaitseva A.V. Nonuniform load distribution between the satellites of a cycloid gear. *Russ. Engin. Res.*, 2020, vol. 40, no. 9, pp. 720–725, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X20090245>
- [9] Sinitsyna Y.V., Ermolaev M.M. Influence of bearing's flexibility on the working of cycloid drive. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 842, art. 12021, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/842/1/012021>
- [10] Синицына Ю.В. *Метод определения долговечности планетарно-цевочных редукторов с учетом точности их изготовления*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021. 137 с.
- [11] Ермолаев М.М., Чиркин А.В. *Расчет планетарно-цевочных редукторов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. 65 с.
- [12] Кудрявцев В.Н. *Планетарные передачи*. Ленинград, Машиностроение, 1966. 307 с.
- [13] Захаров М.Н., Медовщиков А.В. Оценка контактной выносливости деталей машин на основе механических характеристик усталостной прочности. *Вестник машиностроения*, 2023, № 6, с. 461–466.
- [14] Доможиров Л.И. Об определении предела выносливости материалов применительно к крупногабаритным деталям. *Тяжелое машиностроение*, 2013, № 11–12, с. 2–7.
- [15] Зубченко А.С., Колосков М.М., Каширский Ю.В. и др. *Марочник сталей и сплавов*. Москва, Машиностроение-1, 2003. 784 с.

References

- [1] Glazunov V., Laryushkin P., Kheylo S. 3-DOF translational and rotational parallel manipulators. In: New trends in mechanism and machine science. mechanisms and machine science. Springer, 2012, vol 7, pp. 199–207, doi: https://doi.org/10.1007/978-94-007-4902-3_21
- [2] Li X., Shao W., Tang J. et al. An investigation of the contact fatigue characteristics of an RV reducer crankshaft, considering the hardness gradients and Initial residual stress. *Materials*, 2022, vol. 15, no. 21, art. 7850, doi: <https://doi.org/10.3390/ma15217850>
- [3] Pham A.-D., Ahn H.-J. High precision reducers for industrial robots driving 4th industrial revolution: state of arts, analysis, design, performance evaluation and perspective. *Int. J. of Precis. Eng. and Manuf.-Green Tech.*, 2018, vol. 5, no. 4, pp. 519–533, doi: <https://doi.org/10.1007/s40684-018-0058-x>
- [4] Wang Y., Wei B., Wang Z. et al. Research on loaded contact analysis and tooth wear calculation method of cycloid–pin gear reducer. *Lubricants*, 2023, vol. 11, no. 10, art. 445, doi: <https://doi.org/10.3390/lubricants11100445>
- [5] Hsieh C.-F., Fuentes-Aznar A. Performance prediction method of cycloidal speed reducers. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, 2019, vol. 41, art. 186, doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1690-2>
- [6] Li G., Mi W., Lu K. et al. Reliability analysis on gear contact fatigue strength considering the effect of tolerance. *Open Mech. Eng. J.*, 2014, vol. 8, pp. 630–635, doi: <http://dx.doi.org/10.2174/1874155X01408010630>
- [7] Sun Q., Sun Y., Li L. Strength analysis and tooth shape optimization for involute gear with a few teeth. *Adv. Mech. Eng.*, 2018, vol. 10, no. 1, doi: <http://dx.doi.org/10.1177/1687814017751957>
- [8] Zakharov M.N., Ermolaev M.M., Zaitseva A.V. Nonuniform load distribution between the satellites of a cycloid gear. *Russ. Engin. Res.*, 2020, vol. 40, no. 9, pp. 720–725, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X20090245>
- [9] Sinitsyna Y.V., Ermolaev M.M. Influence of bearing's flexibility on the working of cycloid drive. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 842, art. 12021, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/842/1/012021>
- [10] Sinitsyna Yu.V. *Metod opredeleniya dolgovechnosti planetarno-tsevochnykh reduktorov s uchetom tochnosti ikh izgotovleniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Method of determination of durability of planetary gear reducers taking into account accuracy of their manufacturing. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2021. 137 p. (In Russ.).
- [11] Ermolaev M.M., Chirkin A.V. *Raschet planetarno-tsevochnykh reduktorov* [Calculation of planetary gearboxes]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2020. 65 p. (In Russ.).
- [12] Kudryavtsev V.N. *Planetarnye peredachi* [Planetary transmissions]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1966. 307 p. (In Russ.).
- [13] Zakharov M.N., Medovshchikov A.V. Estimating the contact strength of machine parts on the basis of the fatigue strength. *Vestnik mashinostroeniya*, 2023, no. 6, pp. 461–466. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2023, vol. 43, no. 8, pp. 922–926, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X2308035X>)
- [14] Domozhirov L.I. About determination of endurance limit of materials in relation to large-size parts. *Tyazheloe mashinostroenie* [Russian Journal of Heavy Machinery], 2013, no. 11–12, pp. 2–7. (In Russ.).
- [15] Zubchenko A.S., Koloskov M.M., Kashirskiy Yu.V. et al. *Marochnik staley i splavov* [Gradebook of steels and alloys]. Moscow, Mashinostroenie-1 Publ., 2003. 784 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 23.04.2025

Информация об авторах

МЕДОВЩИКОВ Александр Вадимович — старший преподаватель кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: alexmed@bmstu.ru).

СЕНИЦЫНА Юлия Владимировна — доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: js.werris@bmstu.ru).

Information about the authors

MEDOVSHCHIKOV Alexander Vadimovich — Senior Lecturer, Department of Machine Design Principles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: alexmed@bmstu.ru).

SINITSYNA Yulia Vladimirovna — Associate Professor, Department of Machine Design Principles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: js.werris@bmstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Медовщиков А.В., Сеницына Ю.В. Расчет зубьев сателлита планетарно-цевочного редуктора по критерию контактной выносливости. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 6, с. 23–30.

Please cite this article in English as:

Medovshchikov A.V., Sinitsyna Y.V. Computing the planetary pinion gear satellite teeth in accordance with the contact fatigue criterion. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 6, pp. 23–30.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие В.С. Окунева**

«Спонтанные превращения элементарных частиц и атомных ядер»

Приведены основные понятия и определения, необходимые для объяснения явления радиоактивности, виды спонтанных превращений элементарных частиц и атомных ядер. Рассмотрены превращения посредством разных фундаментальных взаимодействий, редкие распады, их особенности. Изложены некоторые положения Новой физики за пределами Стандартной модели. Выявлены конкурирующие процессы распадов атомных ядер, зависимости вида распада от устойчивости ядра. Особое внимание уделено распадам стабильных ядер. Исследованы возможности влияния на скорость радиоактивных распадов, явление ударной радиоактивности. Рассмотрены механизмы воздействия радиации на человеческий организм и возможности использования радиоактивности. Представлены все виды радиоактивности, а также сходные явления, не подпадающие под определение радиоактивности и радиоактивного распада.

Для бакалавров направления подготовки 16.03.01 «Техническая физика». Пособие составляет часть курса по выбору «Фундаментальные основы и приложения ядерной физики низких энергий». Может быть полезно студентам, изучающим курс общей физики и ядерной физики, а также специалистам, занимающимся ядерной физикой.

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; <https://press.bmstu.ru>