

ОЦЕНКА РЕСУРСА ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНОГО РЕДУКТОРА С ПЛАСТИКОВЫМ САТЕЛЛИТОМ

А.Ж. Бексултанова

beksultanovaazh@student.bmstu.ru
SPIN-код: 8580-9328

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Выполнен анализ основного фактора, влияющего на ресурс планетарно-цевочной передачи с пластиковым сателлитом, а именно зависимости ресурса от момента на выходном валу по критериям контактной выносливости циклоидального зацепления и работоспособности подшипников сателлита для планетарно-цевочного редуктора, собранного на базе кафедры РК-3 МГТУ им. Н.Э. Баумана. Установлены критерии расчета ресурса: при варьировании момента на выходном валу с соблюдением условия $T \leq 63 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ расчет следует проводить по критерию контактной выносливости, при дальнейшем увеличении данного параметра ограничивающим фактором будет ресурс подшипника сателлита.

Ключевые слова

Планетарно-цевочный редуктор, ресурс передачи, функциональный отказ, оптимальный параметр передачи, номинальный момент, контактная выносливость, ресурс подшипника

Поступила в редакцию 19.06.2020

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020

Введение. Планетарно-цевочные редукторы (ПЦР) находят широкое применение в различных областях промышленности, где требуется сочетание точности и нагрузочной способности при малых габаритах редуктора. В настоящее время не существует единой общей методики расчета планетарно-цевочных передач, сформулированной в виде стандарта, как это сделано для эвольвентных передач. Причинами такого положения дел служат сложность подобного расчета, многократная статическая неопределимость конструкции, а также большое количество постоянно развивающихся возможных исполнений планетарно-цевочных редукторов [1]. Хотя и исследование ПЦР является наиболее перспективным, поскольку передача отличается высокими техническими характеристиками: низкая удельная материалоемкость; широкий диапазон передаточных чисел в одной ступени (3...191); плавность хода и низкий уровень шума; высокие кинематическая точность, крутильная жесткость и коэффициент полезного действия (0,80...0,97 в зависимости от конструкции) [2]. Благодаря низкой стоимости изготовления в малонагруженных передачах широко применяют колеса, изготовленные из пластика. Таким парам трения свойственен низкий коэффициент трения — передача может работать без смазки [3, 4]. Сателлит рассматриваемого редуктора выполнен из пластика — полиамида ПА6.

Основные параметры передачи (рис. 1) с указанием обозначений приведены в таблице.

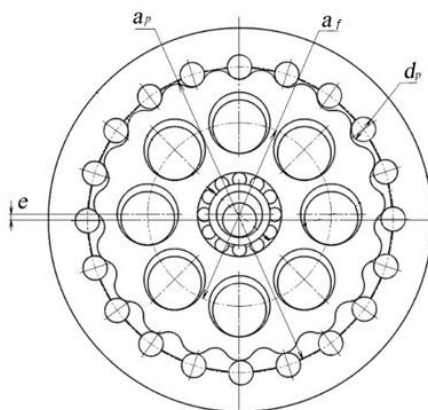


Рис. 1. Геометрические параметры планетарно-цевочной передачи

Основные параметры ПЦР

Наименование физической величины	Обозначение физической величины	Численное значение	Единицы измерения
Делительный диаметр обоймы	a_p	110	мм
Диаметр цевки	d_p	9	мм
Ширина сателлита	b_p	14	мм
Эксцентриситет	e	1,604	мм
Количество цевок	z_p	24	—
Количество зубьев сателлита	$z_c = z_p - 1$	23	—
Количество сателлитов	z_s	2	—
Коэффициент укорочения	λ	0,70	—
Коэффициент неравномерности нагрузки	k_s	1,15	—
Коэффициент погрешности изготовления	k_{pe}	1,80	—
Частота вращения эксцентрикового вала	n	500	об/мин
Число циклов, соответствующее перелому кривой усталости	N_{HG}	10^8	—
Предел контактной выносливости	σ_{Hlim}	70	МПа
Коэффициент эквивалентности по циклам	μ	0,18	—
Диаметр окружности расположения пальцев	a_f	70	мм
Коэффициент вращения	V	1,20	—
Динамическая грузоподъемность	C	$14,70 \cdot 10^3$	Н

Приведенный модуль упругости E для пары тел сателлит (полиамид ПА6) — цевка (сталь 40X) вычисляют по формуле:

$$E = \left(\frac{1 - \mu_c^2}{E_c} + \frac{1 - \mu_p^2}{E_p} \right)^{-1} = 4,667 \cdot 10^3 \text{ МПа},$$

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

Также при расчете ресурса необходимо знать приведенную кривизну в месте контакта сателлит — цевка, которая зависит от положения цевки относительно зуба сателлита [5]. Для уточнения расчета выбираем значение кривизны в точке, в которой на цевку действует максимальная нагрузка. Максимальные значения силы и параметра, при котором она принимает максимальное значение, указаны в [6]. Таким образом, получаем числовое значение для кривизны в месте контакта:

$$K \left(t_F = \frac{\arccos \lambda}{z_c} \right) = 0,251,$$

где t_F — точка, соответствующая значению кривизны при максимальном значении силы.

Расчет по критерию выносливости. Максимальная действующая на цевку сила в зависимости от момента на выходном валу T определяется следующим образом [6, 7]:

$$F(T) = \frac{4T k_s k_{pe}}{e z_s z_c z_p} \cdot 1.$$

Контактное напряжение в зависимости от момента на выходном валу [8]:

$$\sigma_H(T) = \sqrt{\frac{F(T) \cdot KE}{\pi b_p}}.$$

Принимаем, что момент на выходном валу изменяется в диапазоне $T = (20 \dots 70) \cdot 10^3$ Н·мм. Тогда, согласно [9], приравняв полученное контактное напряжение к допускаемому (расчет на контактную выносливость), выразим ресурс передачи по критерию контактной выносливости в зависимости от момента на выходном валу как

$$\tau_{\text{вын}}(T) = \frac{N_{HG} (\sigma_{H\text{lim}})^6}{\mu \cdot 60n (\sigma_H(T))^6}.$$

Зависимость ресурса от момента на выходном валу показана на рис. 2.

Согласно рисунку ресурс по критерию контактной выносливости при номинальном моменте ($T_{\text{ном}} = 40 \cdot 10^3$ Н·мм) будет составлять $\tau_{\text{вын}}(T_{\text{ном}}) = 2,11 \cdot 10^3$ ч, что допустимо для данной передачи.

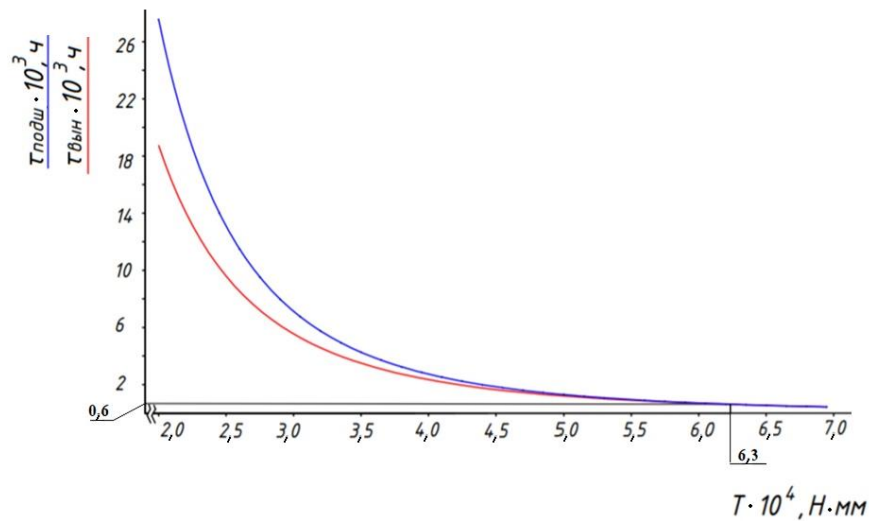


Рис. 2. Зависимость ресурса по критерию контактной выносливости и ресурса подшипника спутника от момента на выходном валу

Расчет ресурса подшипников спутника. Для расчета подшипников спутника необходимо знать проекции равнодействующей от силы зацепления на оси декартовой системы координат x, y [6]:

$$F_x(T) = \frac{4T}{e z_s} \frac{k_s k_{pe}}{z_p z_c} \frac{z_p}{2\pi} \int_0^\pi \frac{\sin(z_c t)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(z_c t)}} N_x(t) dt; \tag{1}$$

$$F_y(T) = \frac{4T}{e z_s} \frac{k_s k_{pe}}{z_p z_c} \frac{z_p}{2\pi} \int_0^\pi \frac{\sin(z_c t)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(z_c t)}} N_y(t) dt.$$

После численного интегрирования выражений (6) в программной среде MATHCAD были получены следующие результаты при номинальном моменте:

$$F_x(T_{ном}) \approx 0;$$

$$F_y(T_{ном}) = -507,797 \text{ Н}.$$

Также на подшипник спутника действуют реакция со стороны пальцев и центробежная сила инерции, поскольку спутник находится в неинерциальной системе отсчета относительно подшипника спутника. Суммарная сила, действующая со стороны пальцев, выражается формулой

$$R_f(T) = \frac{8T}{\pi a_f} \frac{k_s k_{pe}}{z_s z_p} z_c. \tag{2}$$

Центробежная сила (не зависящая от величины момента) принимает значение

$$F_{\omega} = \left(\frac{\pi}{30} n \right)^2 \frac{e}{10^3} m_c = 0,676 \text{ Н}, \quad (3)$$

где $m_c = 0,154$ кг — масса сателлита.

Суммарная радиальная сила в подшипнике, определенная на основе выражений (1)–(3), составит

$$F_r(T) = \sqrt{F_x(T)^2 + (F_y(T) + F_{\omega} - R_f(T))^2}.$$

Тогда нетрудно рассчитать ресурс подшипника $L_h(T)$ по известной формуле [10]

$$L_h(T) = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{VF_r(t)k_B} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60n},$$

где a_1 — коэффициент надежности, корректирующий ресурс в зависимости от требуемой надежности, $a_{23} = a_2 a_3$, где a_2 — коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств материала или конструкции подшипника, a_3 — коэффициент смазки, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника, k_B — коэффициент динамичности нагрузки.

Зависимость ресурса подшипника от момента на выходном валу показана на рисунке выше. При номинальном моменте ресурс составляет $L_h(T_{ном}) = 2,73 \cdot 10^3$ ч. Ресурс ограничен каким-либо узлом передачи и определяется нижней огибающей графика. На рисунке отмечена точка пересечения кривых ресурса подшипника сателлита и ресурса передачи по критерию выносливости.

Выводы. На ресурс планетарно-цевочного редуктора с пластиковым сателлитом в первую очередь влияют грузоподъемность подшипников и контактная выносливость циклоидального зацепления (функциональный отказ). При варьировании момента на выходном валу с соблюдением условия $T \leq 63 \cdot 10^3$ Н·мм расчет ресурса следует проводить по критерию контактной выносливости, при дальнейшем увеличении данного параметра ограничивающим фактором будет ресурс подшипника сателлита.

Литература

- [1] Фомин М.В. Планетарно-цевочные передачи. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009.
- [2] Чиркин А.В. Метод расчета нагрузочной способности планетарно-цевочных передач с пластиковыми сателлитами. Дисс. канд. тех. наук. М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019.
- [3] Бокин М.Н., Цыплаков О.Г. Расчет и конструирование деталей из пластмасс. М., Л., Машиностроение, 1966.

-
- [4] Бартенев Г.М., Лаврентьев В.В. Трение и износ полимеров. Л., Химия, 1972.
 - [5] Иванов А.С., Ермолаев М.М., Чиркин А.В. и др. Геометрия планетарно-цевочных передач. *Машиностроение и техносфера 21 века*. М., Международный союз машиностроителей, 2015, с. 144–150.
 - [6] Сеницына Ю.В., Ермолаев М.М. Модели оценки распределения нагрузки в планетарно-цевочных передачах. *Механики XXI века*, 2019, № 18, с. 301–304.
 - [7] Заварзин Д.А., Зайцева О.Ю. Исследование распределения нагрузки по элементам планетарно-цевочной передачи. *Политехнический молодежный журнал*, 2017, № 8. DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2017-8-155>
 - [8] Ражиков В.Н. Детали машин. СПб., изд-во Политехника, 2015.
 - [9] Буланже А.В., Палочкина Н.В. Фадеев В.З. Проектный расчет на прочность цилиндрических и конических зубчатых передач. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1992.
 - [10] Фомин М.В. Расчеты опор с подшипниками качения. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001.

Бексултанова Асель Жуматаевна — студентка кафедры «Основы конструирования машин», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Ермолаев Михаил Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Бексултанова А.Ж. Оценка ресурса планетарно-цевочного редуктора с пластиковым сателлитом. *Политехнический молодежный журнал*, 2020, № 09(50). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2020-09-644>

ESTIMATION OF THE RESOURCE OF A PLANETARY PINION GEARBOX WITH A PLASTIC SATELLITE

A.Zh. Beksultanova

beksultanovaazh@student.bmstu.ru

SPIN-code: 8580-9328

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The paper is devoted to the analysis of the main factor affecting the resource of a pinion gear with a plastic satellite, that is the dependence of the resource on the output shaft torque according to the criteria of contact endurance of cycloidal gearing and the performance of the satellite bearings for the planetary pinion gear, assembled on the basis of the RK-3 Department in Bauman Moscow State Technical University. The criteria for calculating the resource was established: when the torque on the output shaft is varied subject to the $T \leq 63 \cdot 10^3 \text{ N mm}$ condition, the calculation should be carried out according to the criterion of contact endurance, with a further increase in this parameter, the resource of the satellite bearing will be the limiting factor.

Keywords

Planetary pinion gear, transmission resource, functional failure, optimal transmission parameter, nominal torque, contact endurance, bearing life

Received 19.06.2020

© Bauman Moscow State Technical University, 2020

References

- [1] Fomin M.V. Planetarno-tsevochnye peredachi [Cycloid speed reducers]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2009 (in Russ.).
- [2] Chirkin A.V. Metod rascheta nagruzochnoy sposobnosti planetarno-tsevochnykh peredach s plastikovymi satellitami. Diss. kand. tekhn. nauk [Calculation technique of load capacity for cycloid speed reducers. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2019 (in Russ.).
- [3] Bokin M.N., Tsyplakov O.G. Raschet i konstruirovaniye detaley iz plastmass [Calculation and design of plastic parts]. Moscow, Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1966 (in Russ.).
- [4] Bartenev G.M., Lavrent'yev V.V. Trenie i iznos polimerov [Friction and wearing of polymers]. Leningrad, Khimiya Publ., 1972 (in Russ.).
- [5] Ivanov A.S., Ermolaev M.M., Chirkin A.V., et al. [Geometry of cycloid speed reducers]. *Mashinostroenie i tekhnosfera 21 veka* [Machine engineering and technosphere of 21 century]. Moscow, Mezhdunarodnyy soyuz mashinostroiteley Publ., 2015, pp. 144–150 (in Russ.).
- [6] Sinitsyna Yu.V., Ermolaev M.M. Calculation models to estimate cycloid reducer force distribution. *Mekhaniki XXI veku* [Mechanical Engineers to XXI Century], 2019, no. 18, pp. 301–304 (in Russ.).
- [7] Zavarzin D.A., Zaytseva O.Yu. Research of load distribution over elements of epicyclic pin gear. *Politekhnikeskii molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2017, no. 8. DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2017-8-155> (in Russ.).

- [8] Razhikov V.N. Detali mashin [Machine parts]. Sankt-Petersburg, Politehnika Publ., 2015 (in Russ.).
- [9] Bulanzhe A.V., Palochkina N.V., Fadeev V.Z. Proektnyy raschet na prochnost' tsilindricheskikh i konicheskikh zubchatykh peredach [Design strength calculation of cylindrical and conical gears]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1992 (in Russ.).
- [10] Fomin M.V. Raschety opor s podshipnikami kacheniya [Calculation of rolling bearings]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2001 (in Russ.).

Beksultanova A.Zh. — Student, Department of Machine Design Principles, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Ermolaev M.M., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Machine Design Principles, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Beksultanova A.Zh. Estimation of the resource of a planetary pinion gearbox with a plastic satellite. *Politekhicheskiy molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2020, no. 09(50). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2020-09-644.html> (in Russ.).