

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МОДИФИКАЦИИ И СМЕЩЕНИЯ  
ИСХОДНОГО КОНТУРА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ  
МАКСИМАЛЬНЫЙ РЕСУРС ПЛАНЕТАРНОГО РЯДА  
ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ**

М.А. Павлов

pavlovma@bmstu.ru

В.Б. Холоденко

kholodenko@bmstu.ru

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

**Аннотация**

Рассмотрено влияние параметров модификации и смещения зубчатых колес планетарного ряда планетарной коробки передач на ресурс планетарного ряда. Проведен расчет на прочность зубчатых колес планетарного ряда в программном комплексе KISSsoft при различных смещениях и различных модификациях исходных контуров зубчатых колес, допускаемых ГОСТ 13755–81 при нагрузке, соответствующей различным режимам работы данного планетарного ряда. Найдены параметры модификации и значения коэффициента смещения исходного контура, при которых планетарный ряд обладает наибольшим ресурсом при каждом режиме работы. Проанализированы результаты расчета на прочность зубчатых колес и разработаны рекомендации по выбору параметров модификации и смещения.

**Ключевые слова**

Планетарная коробка перемены передач, планетарный ряд, зубчатое колесо, малое центральное колесо, сателлит, большое центральное колесо, модификация исходного контура, смещение исходного контура, ресурс планетарного ряда

Поступила в редакцию 26.10.2022

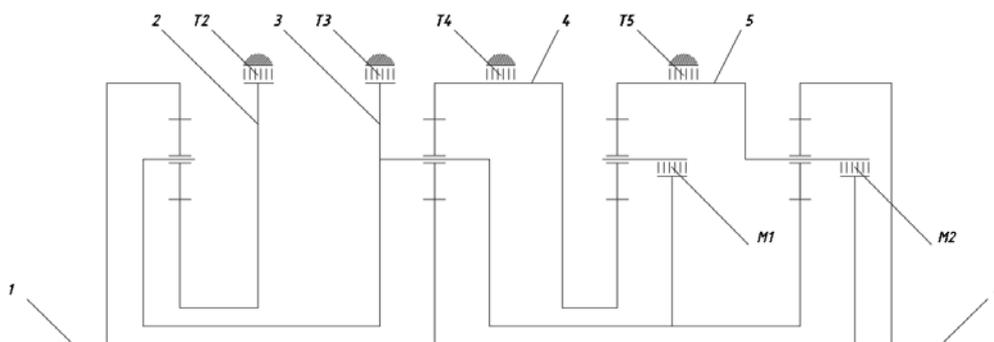
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022

**Введение.** В статье рассмотрен планетарный ряд (ПР) планетарной коробки передач (ПКП), спроектированной в ходе выполнения курсового проекта на тему «Расчет и проектирование ПКП». В ходе выполнения курсового проекта выбраны сочетания числа зубьев и модуля зубчатых колес планетарных рядов ПР, а также угол наклона зубьев. Цель работы — исследование способов увеличения ресурса ПР при неизменных параметрах зубчатых колес, выбранных в ходе выполнения курсового проекта.

Основными видами разрушения закрытых зубчатых передач являются излом ножки зуба у основания от изгиба и усталостное выкрашивание поверхностей зубьев [1–3]. Для обеспечения требуемого ресурса ПР рассчитывают ширину зубчатых колес данного ПР по условию прочности [1]. Помимо варьирования ширины зубчатых колес существует еще несколько способов влияния на приведенные выше виды разрушения и таким образом на изменение ресурса ПР. Согласно ГОСТ 13755–81, допускается увеличение радиуса кривизны ножки зуба, если это не нарушает правильности зацепления в передаче. Разрешается

модификация головки зуба посредством снятия фасок с каждой стороны зуба. Также на ресурс передачи влияет выбор коэффициентов смещения исходного контура [4–6]. В данной работе исследованы способы увеличения ресурса ПР путем выбора оптимального смещения и модификации исходного контура.

**Описание планетарной коробки передач.** Согласно техническому заданию, ПКП обладает тремя степенями свободы — такие ПКП наиболее распространены [7]. Коробка имеет десять передач, из которых восемь — переднего хода и две — заднего [1, 7]. Вследствие данного числа передач ПКП обладает четырьмя ПР и шестью элементами управления [7–9]. Такая конструкция ПКП соответствует основным требованиям, предъявляемым к современным коробкам передач: обеспечение высоких тяговых качеств и высоких средних скоростей движения. Поверхностная твердость зубчатых колес составляет 60 HRC, твердость сердцевины — 317 HBW [10–12]. Кинематическая схема ПКП представлена на рис. 1.



**Рис. 1.** Кинематическая схема ПКП:

1, 2, 3, 4, 5, 6 — звенья ПКП; T2, T3, T4, T5 — тормоза ПКП;  
M1, M2 — блокировочные муфты ПКП

Звено 1 соединяет большое центральное колесо (БЦК) первого ПР, малое центральное колесо (МЦК) второго ПР, на данном звене установлена блокировочная муфта M2, связывающая данное звено со звеном 5, звено 1 является входным валом ПКП.

Звено 2 соединено с МЦК первого ПР, на нем установлен тормоз T2, связывающий данное звено с картером ПКП.

Звено 3 соединяет водило первого ПР, водило второго ПР, МЦК четвертого ПР, на нем установлен тормоз T3, связывающий данное звено с картером ПКП, и блокировочная муфта M1, связывающая данное звено с водилом третьего ПР.

Звено 4 соединяет БЦК второго ПР и МЦК третьего ПР, на этом звене установлен тормоз T4, связывающий данное звено с картером ПКП.

Звено 5 соединяет БЦК третьего ПР и водило четвертого ПР, на нем установлен тормоз T5, связывающий данное звено с картером ПКП.

Звено б соединено с большим центральным колесом (БЦК) четвертого ПР и является выходным валом ПКП.

В данной работе рассмотрен первый ПР данной ПКП. Параметры данного ПР заданы согласно [1]: число зубьев МЦК  $z = 80$ , сателлита  $z = 67$ , БЦК  $z = 214$ , модуль всех зубчатых колес  $m = 1,25$  мм, угол наклона зубьев всех зубчатых колес  $\beta = 10^\circ$ , конструктивный параметр (отношение числа зубьев БЦК к МЦК) — 2,675, число сателлитов — 3. Параметры первого планетарного ряда представлены на рис. 2.

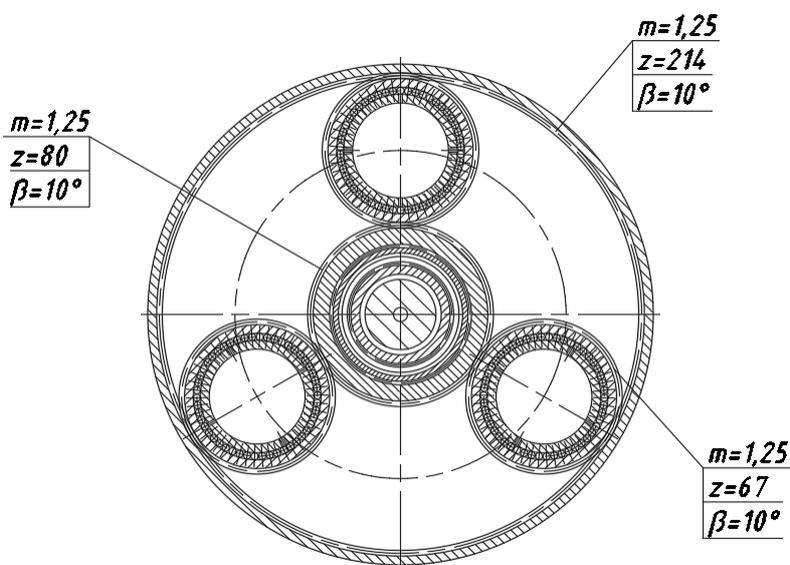


Рис. 2. Параметры первого ПР

Ширину зубчатых колес задают такой, чтобы ресурс при расчете зубчатых колес с модификациями не превышал 1000000 часов. Первый ПР работает на четвертой, шестой и второй задней передачах. Значения моментов, действующих на каждое звено первого ПР, на данных передачах были рассчитаны в ходе выполнения курсового проекта при проектировании данной ПКП и приведены в таблице.

Моменты, действующие на каждое звено первого ПР

Звено первого ПР	Значение момента, Н · м		
	на четвертой передаче	на шестой передаче	на второй передаче заднего хода
МЦК	-160	80	-296
Сателлит	576	-296	1096
БЦК	-424	216	-800

Распределение времени работы ПКП по передачам было задано согласно [1]. Время работы ПКП на четвертой передаче составило 242 ч, на шестой передаче — 1457,1 ч, на второй задней передаче — 145,1 ч.

**Расчет планетарного ряда на четвертой передаче.** Выполним расчет первого ПР на четвертой передаче. Ширину зубчатых колес задают такой, чтобы ресурс при расчете зубчатых колес с модификациями не превышал 1 000 000 ч. Как следует из результатов расчета, критическим фактором, влияющим на выход из строя ПР при данном режиме нагружения, служит изгибная нагрузка на зубья сателлитов.

Одним из способов повышения изгибной нагрузочной способности колеса является увеличение радиуса ножки зуба сателлита. Согласно ГОСТ 13755–81, коэффициент радиуса ножки зуба равен 0,38. Однако разрешается задавать другое значение, если это не нарушает правильности зацепления. При варьировании коэффициента и достижении некоторого значения его дальнейшее увеличение без модификации головки зуба БЦК невозможно, поскольку при этом будет происходить интерференция зубьев сателлита и БЦК, т. е. часть пространства оказывается одновременно занятой скруглением ножки зуба сателлита и кромкой головки зуба БЦК. Увеличить радиус ножки зубьев сателлита можно, предусмотрев фаску на вершине зуба БЦК.

Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита представлена на рис. 3.



**Рис. 3.** Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита при работе на четвертой передаче

С возрастанием радиуса ножки зуба сателлита ресурс увеличивается, наличие фаски на вершине зуба БЦК негативно сказывается на ресурсе, поскольку

уменьшает длину рабочего участка зубьев БЦК [10], но как видно на рис. 3, соответствующее увеличение радиуса сателлита делает задание фаски целесообразным.

Еще один способ увеличения изгибной нагрузочной способности зубьев сателлита — задание смещения исходного контура [1]. Из результатов расчета следует, что больший ресурс обеспечивает отрицательное смещение сателлита, но при достижении некоторого значения дальнейшее увеличение отрицательного смещения сателлита без модификации головки зуба БЦК нереализуемо, поскольку при этом будет происходить интерференция зубьев сателлита и БЦК. Дальнейшее увеличение отрицательного смещения сателлита до некоторого значения возможно, если при этом задать фаску на вершине зуба БЦК. Отрицательное смещение можно увеличивать до тех пор, пока не будет наблюдаться подрез ножки зуба и длина рабочей поверхности зубьев сателлита не станет слишком короткой.

Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита приведена на рис. 4.

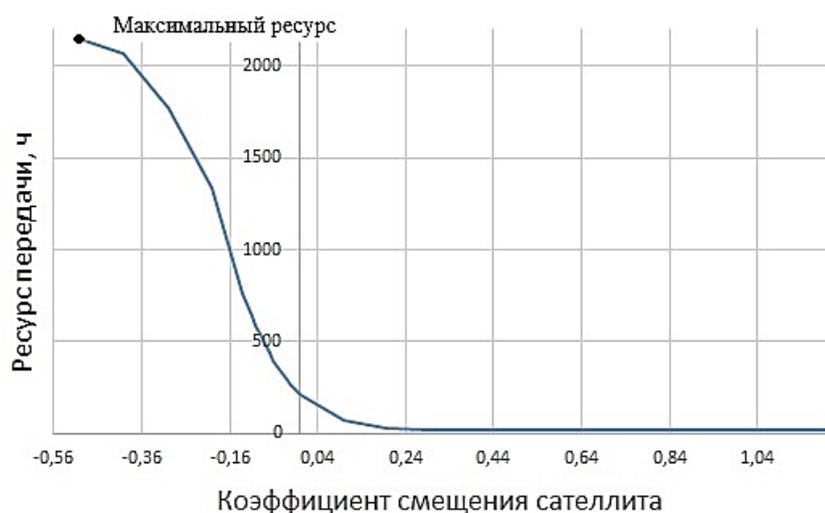


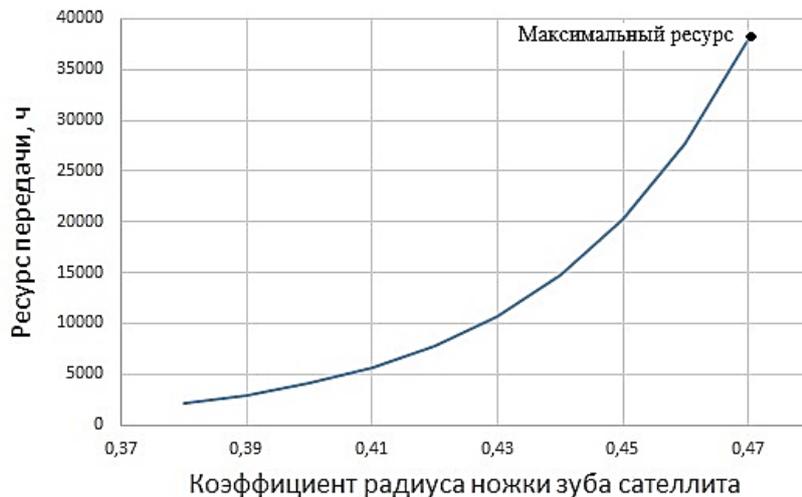
Рис. 4. Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита при работе на четвертой передаче

Рассмотрим изменение ресурса при расчете ПР как со смещением, так и с нестандартным радиусом ножки зуба сателлита. Будем варьировать коэффициент смещения сателлита при максимальном коэффициенте радиуса ножки зуба сателлита. При значении коэффициента смещения сателлита  $-0,37$  наблюдается экстремум зависимости ресурса от смещения. Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита при максимальном радиусе ножки зуба сателлита представлена на рис. 5.



**Рис. 5.** Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита при максимальном радиусе ножки зуба сателлита при работе на четвертой передаче

Будем варьировать коэффициент радиуса ножки зуба сателлита при максимальном отрицательном коэффициенте смещения сателлита. Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита при максимально допустимом отрицательном коэффициенте смещения сателлита показана на рис. 6.



**Рис. 6.** Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита при максимально допустимом отрицательном коэффициенте смещения сателлита при работе на четвертой передаче

**Расчет планетарного ряда на шестой передаче.** Проведем расчет первого ПР на шестой передаче. Как следует из результатов расчета, критическим фактором, влияющим на выход из строя ПР при данном режиме нагружения, служит изгибная нагрузка на зубья сателлитов.

Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита представлена на рис. 7.



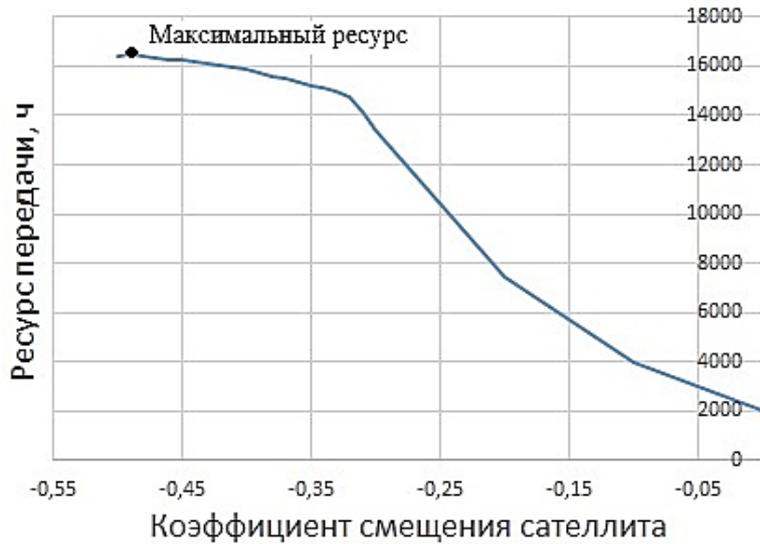
Рис. 7. Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита при работе на шестой передаче

Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита показана на рис. 8.



Рис. 8. Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита при работе на шестой передаче

Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита при максимальном радиусе ножки зуба сателлита приведена на рис. 9.



**Рис. 9.** Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита при максимальном радиусе ножки зуба сателлита при работе на шестой передаче

Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита при максимально допустимом отрицательном коэффициенте смещения сателлита представлена на рис. 10.



**Рис. 10.** Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита при максимально допустимом отрицательном коэффициенте смещения сателлита при работе на шестой передаче

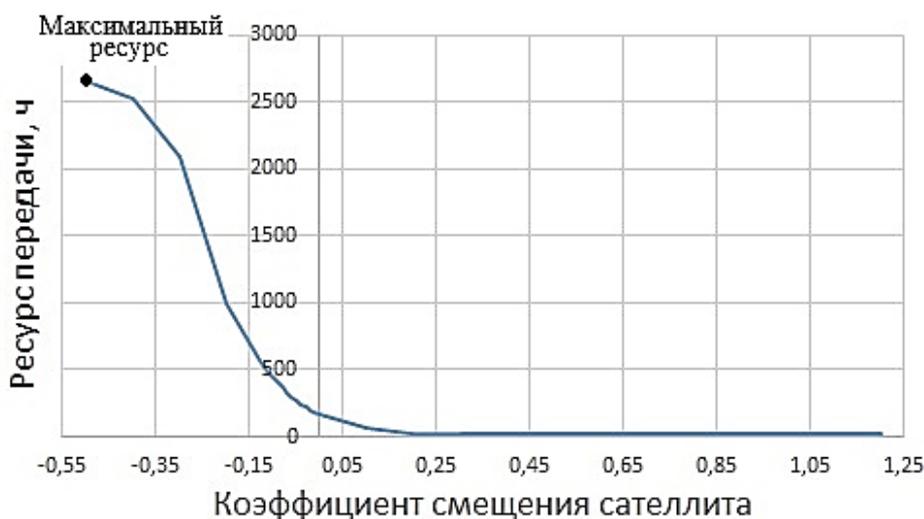
**Расчет планетарного ряда на второй передаче заднего хода.** Выполним расчет первого ПР на второй передаче заднего хода. Как следует из результатов расчета, критическим фактором, влияющим на выход из строя ПР при данном режиме нагружения, является изгибная нагрузка на зубья сателлитов.

Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита показана на рис. 11.



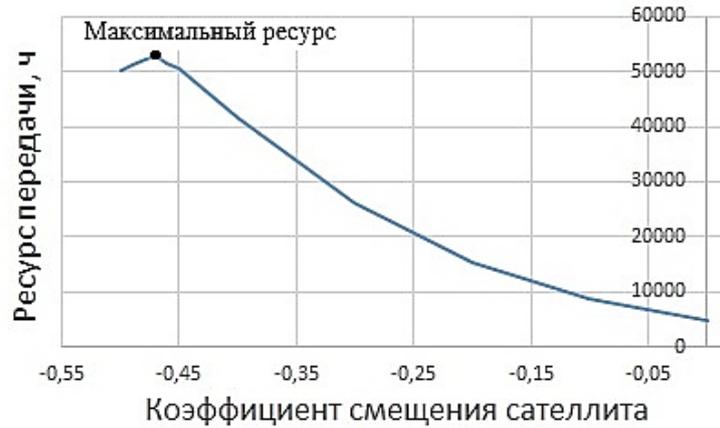
**Рис. 11.** Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита при работе на второй передаче заднего хода

Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита представлена на рис. 12.



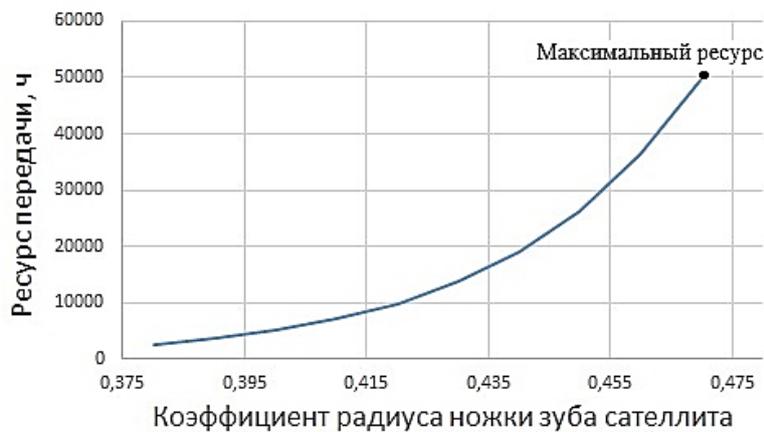
**Рис. 12.** Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита при работе на второй передаче заднего хода

Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита при максимальном радиусе ножки зуба сателлита приведена на рис. 13.



**Рис. 13.** Зависимость ресурса от коэффициента смещения сателлита при максимальном радиусе ножки зуба сателлита при работе на второй передаче заднего хода

Зависимость ресурса от коэффициента ножки зуба сателлита при максимально допустимом отрицательном коэффициенте смещения сателлита представлена на рис. 14.



**Рис. 14.** Зависимость ресурса от коэффициента радиуса ножки зуба сателлита при максимально допустимом отрицательном коэффициенте смещения сателлита при работе на второй передаче заднего хода

**Анализ результатов расчета.** Анализируя результаты для трех режимов работы, можно сделать следующие выводы.

1. Критическим фактором, влияющим на выход из строя данного ПР при любом режиме нагружения, является изгибная нагрузка на зубья сателлитов.

Это объясняется тем, что зубья сателлита испытывают двустороннее нагружение, а зубья МЦК и БЦК — одностороннее [1].

2. С возрастанием радиуса ножки зуба сателлита ресурс увеличивается, поэтому целесообразно задавать больший радиус и выполнять фаску на вершине зуба БЦК. С возрастанием отрицательного смещения сателлита ресурс так же увеличивается, следовательно, целесообразно задавать большее отрицательное смещение и предусматривать фаску на вершине зуба БЦК. Наибольший ресурс наблюдается при задании максимального радиуса и некоторого отрицательного смещения.

3. По результатам исследования можно дать следующие общие рекомендации:

– при возможности выбрать нестандартный радиус ножки зуба сателлита следует задать максимально возможный радиус и некоторое отрицательное смещение сателлита;

– при невозможности выбрать нестандартный радиус следует задать максимально возможное отрицательное смещение сателлита.

## Литература

- [1] Харитонов С.А., Нагайцев М.В. Расчет и проектирование планетарных коробок передач. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.
- [2] Винокуров Г.Г., Яковлева С.П., Васильева М.И. и др. Комплексный анализ эксплуатационного разрушения зубчатых колес коробок передач. *Конструкторское бюро*, 2016, № 1, с. 40–46.
- [3] Морозова Л.В., Орлов М.Р. Исследование причин разрушения зубчатых колес в процессе эксплуатации. *Сб. докл. по мат. Шестой Всерос. конф. по испытаниям и исследованиям свойств материалов ТестМат*. М., ВИАМ, 2015, с. 19–20.
- [4] Рудницкий В.Н. Модификация цилиндрических эвольвентных зубчатых колес, как возможность повышения их нагрузочной способности. *Новые материалы и технологии в машиностроении*, 2014, № 19, с. 106–110.
- [5] Антонюк В.Е., Поддубко С.Н., Скороходов А.С. и др. О продольной модификации зубьев цилиндрических зубчатых колес. *Актуальные вопросы машиноведения*, 2016, № 5, с. 241–245.
- [6] Андреева Е.В. Повышение ресурса зубчатых передач энергонасыщенных тракторов. *Инженерно-техническое обеспечение АПК*, 2010, № 2, с. 303.
- [7] Носов Н.А., ред. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л., Машиностроение, 1972.
- [8] Харитонов С.А., Нагайцев М.В. Основы плана угловых скоростей трехступенных планетарных автоматических коробок передач, обеспечивающих восемь передач переднего хода. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 1, с. 76–82. DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2015-1-76-82>
- [9] Котиев Г.О., Нагайцев М.В., Харитонов С.А. Синтез кинематических схем автоматических коробок передач с тремя степенями свободы. *Тракторы и сельхозмашины*, 2010, № 10, с. 22–26.

- [10] Куксенова Л.И., Поляков С.А., Алексеева М.С. и др. Повышение ресурса работы зубчатых передач на основе выбора технологий упрочнения рабочих поверхностей зубьев. *Вестник научно-технического развития*, 2019, № 3, с. 24–36.  
DOI: <https://doi.org/10.18411/vntr2019-139-3>
- [11] Руденко С.П. Зависимость предела выносливости при изгибе зубьев зубчатых колес от механических свойств материала. *Мат. межд. науч.-тех. конф.* Минск, БРУ, 2020, с. 96–97.
- [12] 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.

**Павлов Михаил Андреевич** — студент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Холоденко Вячеслав Борисович** — ассистент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:**

Павлов М.А., Холоденко В.Б. Определение параметров модификации и смещения исходного контура зубчатых колес, обеспечивающих максимальный ресурс планетарного ряда планетарной коробки перемены передач. *Политехнический молодежный журнал*, 2022, № 11(76). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2022-11-837>

## DETERMINATION OF PARAMETERS OF MODIFICATION AND DISPLACEMENT OF THE INITIAL CONTOUR OF GEARS PROVIDING THE MAXIMUM SERVICE LIFE OF THE PLANETARY SERIES OF PLANETARY GEARBOXES

M.A. Pavlov

pavlovma@bmstu.ru

V.B. Kholodenko

kholodenko@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

---

### Abstract

The influence of modification parameters and displacement of planetary gear wheels of planetary gearboxes on the service life of planetary gearboxes was considered. The calculation on the strength of planetary series gears in the software package KISSsoft at different displacements and different modifications of the original contours of the gears allowed GOST 13755-81 under the load corresponding to different modes of operation of the planetary series was carried out. The modification parameters and values of the initial loop displacement factor were found, in case of which the planetary series has the longest service life in each mode of operation. The results of gear strength calculations have been analyzed and the recommendations on the selection of modification and displacement parameters were developed.

### Keywords

Planetary gearbox, planetary series, gear wheel, small center wheel, satellite, large center wheel, original circuit modification, original circuit offset, planetary series life

Received 26.10.2022

© Bauman Moscow State Technical University, 2022

---

### References

- [1] Kharitonov S.A., Nagaytsev M.V. Raschet i proektirovanie planetarnykh korobok peredach [Calculating and designing planetary gearboxes]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2012 (in Russ.).
- [2] Vinokurov G.G., Yakovleva S.P., Vasilyeva M.I. et al. Integrated analysis of operative failure of gear box wheeled pinions. *Konstruktorskoe byuro*, 2016, no. 1, pp. 40–46 (in Russ.).
- [3] Morozova L.V., Orlov M.R. [Study on destruction cause of gears in exploitation process]. *Sb. dokl. po mat. Shestoy Vseros. konf. po ispytaniyam i issledovaniyam svoystv materialov TestMat* [Proc. 6<sup>th</sup> Russ. Conf. on Tests and Studies on Material Properties TestMat]. Moscow, VIAM Publ., 2015, pp. 19–20 (in Russ.).
- [4] Rudnitskiy V.N. Modification of cylindrical involute gears as an opportunity to increase their load capacity. *Novye materialy i tekhnologii v mashinostroenii*, 2014, no. 19, pp. 106–110. (in Russ.).
- [5] Antonyuk V.E., Poddubko S.N., Skorokhodov A.S. et al. Longitudinal modification of gears. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya* [Topical Issues of Mechanical Engineering], 2016, no. 5, pp. 241–245 (in Russ.).
- [6] Andreeva E.V. Improving service life of power-saturated tractor gears. *Inzhenerno-tekhnikeskoe obespechenie APK*, 2010, no. 2, p. 303 (in Russ.).

- 
- [7] Nosov N.A., ed. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Design and calculation of track vehicles]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972 (in Russ.).
- [8] Kharitonov S.A., Nagaytsev M.V. The bases of angular velocity plans for three-degree-of-freedom planetary automatic transmissions with eight forward gears. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2015, no. 1, pp. 76–82. DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2015-1-76-82> (in Russ.).
- [9] Kotiev G.O., Nagaytsev M.V., Kharitonov S.A. Synthesis of kinematic schemes of automatic transmissions having three degrees of freedom. *Traktory i selkhoz mashiny* [Tractors and Agricultural Machinery], 2010, no. 10, pp. 22–26 (in Russ.).
- [10] Kuksenova L.I., Polyakov S.A., Alekseeva M.S. et al. Increasing the service life of gears based on the choice of hardening technology working surfaces of the teeth. *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya* [Bulletin of Science and Technical Development], 2019, no. 3, pp. 24–36. DOI: <https://doi.org/10.18411/vntr2019-139-3> (in Russ.).
- [11] Rudenko S.P. [The dependence of the bending endurance limit of gear teeth on the mechanical properties of the material]. *Mat. Mezhd. nauch.-tekhn. konf.* [Proc. Int. Sci.-Tech. Conf.]. Minsk, BRU Publ., 2020, pp. 96–97 (in Russ.).
- [12] Bulanzhe A.V., Palochkina N.V., Fadeev V.Z. Proektnyy raschet na prochnost tsilindricheskikh i konicheskikh zubchatykh peredach [Design calculations for strength of spur and bevel gears]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1992 (in Russ.).

**Pavlov M.A.** — Student, Department of Multipurpose tracked vehicles and mobile robots, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Kholodenko V.B.** — Assis. Professor, Department of Multipurpose tracked vehicles and mobile robots Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Please cite this article in English as:**

Pavlov M.A., Kholodenko V.B. Determination of parameters of modification and displacement of the initial contour of gears providing the maximum service life of the planetary series of planetary gearboxes. *Politekhnicheskii molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2022, no. 11(76). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2022-11-837.html> (in Russ.).