

УДК 621.833.6

DOI: 10.22213/2413-1172-2020-2-24-30

Геометрия внутреннего зацепления колес планетарной передачи, нарезанных нестандартным зубодолбежным инструментом

А. С. Сунцов, кандидат технических наук, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

А. В. Овсянников, кандидат технических наук, доцент, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Е. Ф. Вычужанина, кандидат экономических наук, доцент, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Приведен метод определения радиусов кривизны переходных кривых профилей зубьев сателлитов планетарных передач с внутренними зацеплениями колес и малой разницей чисел их зубьев. Для нарезания таких колес передачи целесообразно использовать нестандартный инструмент со скругленными вершинами зубьев. Представлен модифицированный исходный производящий контур и соответствующий ему профиль зуба производящего колеса (долбяка) в среднем сечении. Вершина зубьев такого режущего инструмента в отличие от стандартного скруглена, а высота их делительной головки уменьшена. Осуществлен сравнительный анализ радиусов кривизны профилей зубьев сателлитов, нарезанных стандартным и нестандартным инструментом разного типа (зубодолбежным и реечным).

Показаны зависимости относительного радиуса кривизны переходных кривых профилей зубьев сателлита и колеса от углового параметра, определяющего положение режущего инструмента, позволяющие оценить их изгибную прочность в сравнении с зубьями колес, нарезанных стандартным инструментом. Представлены результаты выполненного компьютерного моделирования на участках переходных кривых профилей зубьев. Установлено, что на этих участках радиус кривизны переходной кривой профиля зуба сателлита, нарезанного нестандартным долбяком, несколько больше аналогичного параметра колеса, нарезанного таким же инструментом. Однако так как толщина зуба колеса намного больше толщины зуба сателлита, лимитирует несущую способность исследуемого зацепления колес и планетарной передачи в целом изгибная прочность зубьев сателлита. Расчеты по приведенным зависимостям показывают, что при нарезании колеса и сателлита планетарной передачи нестандартным долбяком планетарная передача работоспособна, не подвержена опасности заклинивания и имеет высокую нагрузочную способность.

Ключевые слова: планетарная передача, нестандартный зубодолбежный инструмент, геометрия зацепления.

Введение

Зубчатые планетарные передачи нашли весьма широкое распространение в технике [1–5]. Среди них планетарные передачи с внутренними зацеплениями колес и малой разницей чисел их зубьев выгодно отличаются от передач других типов высокой нагрузочной способностью и большим передаточным отношением в одной ступени [6]. Однако часто используемые на практике конструкции с цевочным зацеплением имеют большие углы давления, что отрицательно сказывается на коэффициенте полезного действия механизма и требует использования мощных подшипниковых узлов. Аналогичные передачи с эвольвентными колесами и роликовым механизмом снятия движения с сателлитов (рис. 1) в значительной степени лишены указанных недостатков, но их несущая способность ограничена сравнительно низкой изгибной прочностью зубьев, одним из важнейших

показателей которой является радиус переходной кривой профиля зуба [7].

Цель исследования – повышение нагрузочной способности планетарной передачи за счет улучшения ее геометрического показателя – увеличения радиуса кривизны профилей зубьев в основании и, следовательно, снижения концентрации напряжений изгиба.

Методика расчетов

В передаче с небольшой разницей чисел зубьев колес имеет место большой фактический коэффициент перекрытия благодаря малости зазоров в зацеплении, что позволяет без ущерба для работы механизма снизить высоту эвольвентной части зуба, увеличить радиус переходной кривой его профиля и тем самым повысить нагрузочную способность планетарного механизма. Для нарезания таких колес передачи целесообразно использовать нестандартный инструмент со скругленными вершинами зубьев.

На рис. 2 представлен модифицированный исходный производящий контур и соответ-

ствующий ему профиль зуба производящего колеса (долбяка) в среднем сечении.

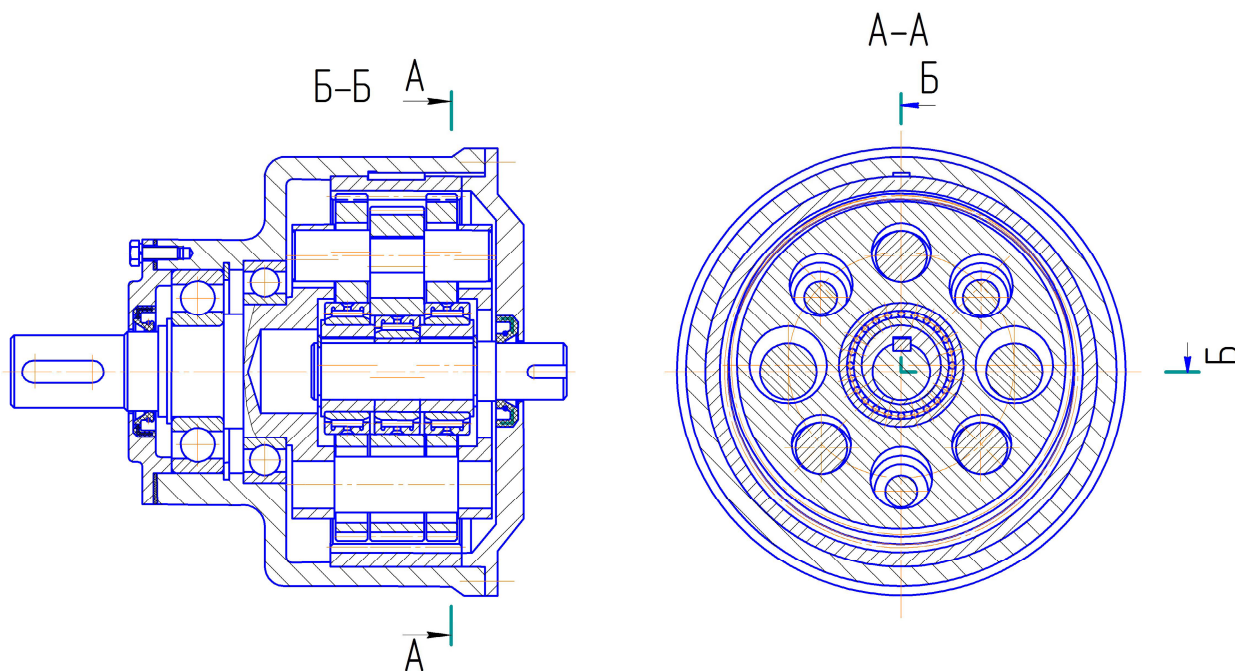


Рис. 1. Планетарная передача с малой разницей чисел зубьев колес и роликовым механизмом снятия движения с сателлитов

Fig. 1. Planetary gear with a small difference in the number of teeth of the wheels and a roller mechanism for removing motion from satellites

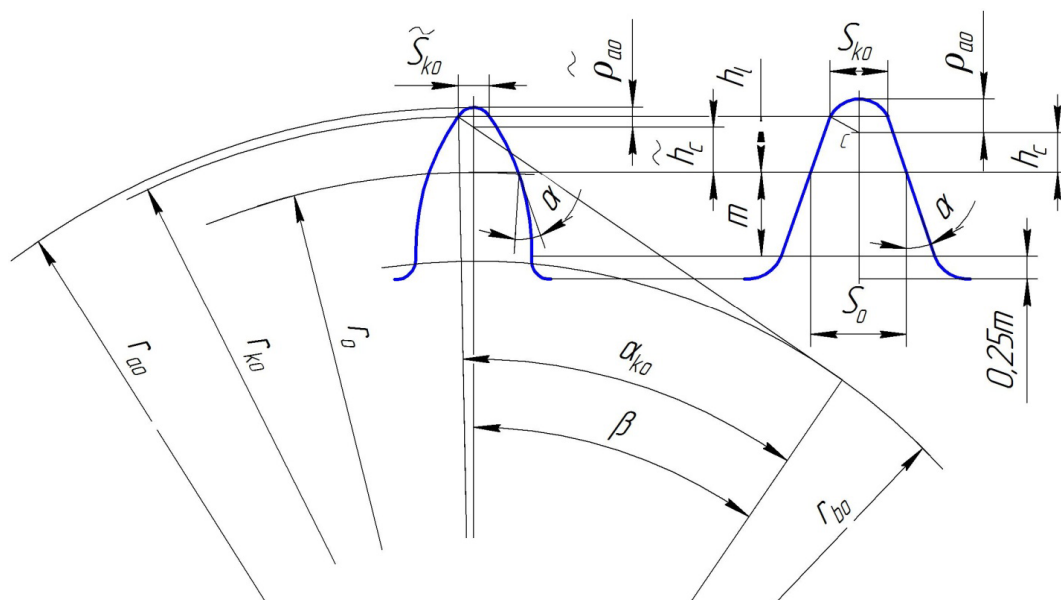


Рис. 2. Модифицированный исходный производящий контур и соответствующий ему профиль зуба производящего колеса в среднем сечении (коэффициент смещения $x_o = 0$)

Fig. 2. The modified initial producing contour and the corresponding tooth profile of the producing wheel in the middle section (bias factor $x_o = 0$)

Вершина зубьев такого режущего инструмента в отличие от стандартного скруглена (очерчена по дуге окружности радиуса ρ_{ao} или

$\tilde{\rho}_{ao}$), а высота их делительной головки (h_{ao} или \tilde{h}_{ao}) уменьшена.

Параметры производящей рейки: $\alpha = 20^\circ$;
 $S_o = 0,5\pi \cdot m$ (m – модуль зубьев); $h_l = 0,75m$;
 $S_{k0} = S_o - 2h_l \tan \alpha$; $\rho_{\alpha o} = 0,5S_{k0} / \cos \alpha$;
 $h_c = h_l - \rho_{\alpha 0} \sin \alpha$; $h_{\alpha o} = h_c - \rho_{\alpha 0}$.

Параметры производящего колеса:

$$\alpha = 20^\circ; r_o = 0,5mz_o; r_{bo} = r_o \cos \alpha;$$

$$\tilde{S}_o = m(0,5\pi + 2x_o \tan \alpha); \tilde{h}_l = 0,75m;$$

$$r_{ko} = r_o + mx_o + \tilde{h}_l; \alpha_{ko} = \arccos\left(\frac{r_{bo}}{r_{ko}}\right);$$

$$\tilde{S}_{ko} = 2r_{ko} \left[\frac{\tilde{S}_o}{2r_o} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{ko} \right]; \beta = \alpha_{ko} - \frac{\tilde{S}_{ko}}{2r_{ko}};$$

$$\tilde{\rho}_{\alpha o} = \frac{0,5\tilde{S}_{ko}}{\cos \beta}; \tilde{h}_c = m(x_o + \tilde{h}_l/m) - \tilde{\rho}_{\alpha o} \sin \beta;$$

$$\tilde{h}_{\alpha o} = \tilde{h}_c + \tilde{\rho}_{\alpha o}; r_{\alpha o} = r_o + \tilde{h}_{\alpha o};$$

z_o – число зубьев долбяка; x_o – коэффициент смещения его исходного контура.

В соответствии с этими параметрами станочного зацепления долбяк o – колесо с внутренними зубьями e определим из следующих общеизвестных уравнений (рис. 3):

$$\text{inv} \alpha_{wo} = \text{inv} \alpha + \frac{x_e - x_o}{z_e - z_o} 2 \tan \alpha; r_e = 0,5mz_e;$$

$$r_{be} = r_e \cos \alpha; r_{we} = \frac{r_{be}}{\cos \alpha_{wo}}; r_{wo} = \frac{r_{bo}}{\cos \alpha_{wo}};$$

$$a_{wo} = r_{we} - r_{wo};$$

z_e – число зубьев колеса; x_e – коэффициент смещения его исходного контура.

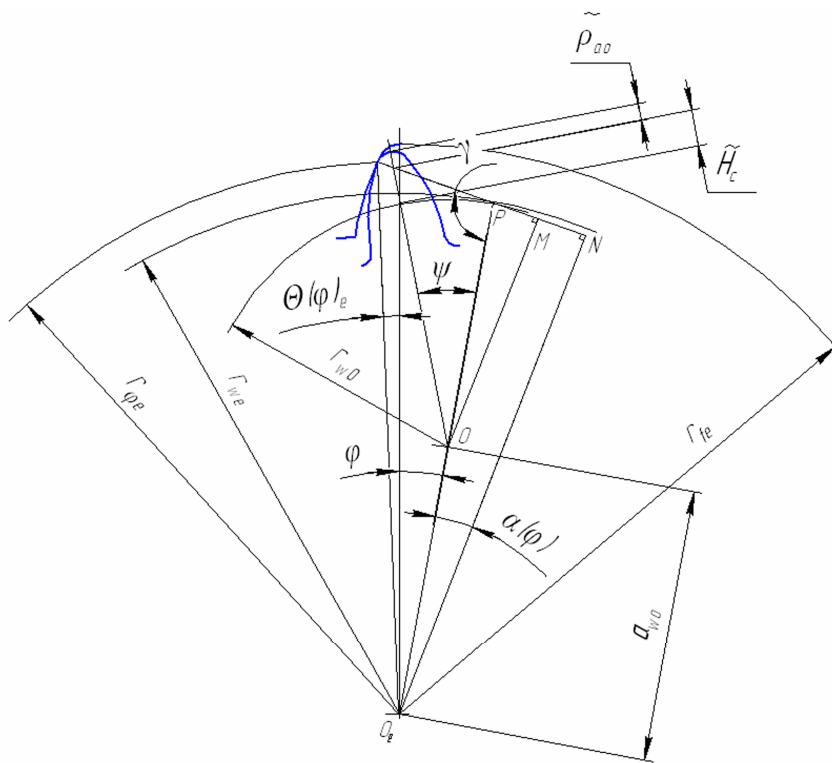


Рис. 3. Станочное зацепление долбяк – колесо

Fig. 3. Mill cutter gear - wheel

Переходная кривая профиля зуба колеса представляет собой эквидистанту гипотроихиды. Текущее значение радиус-вектора точки переходной кривой и соответствующего ему полярного угла выразим через параметр φ :

$$r(\varphi)_e = \sqrt{(CP + \tilde{\rho}_{\alpha o})^2 + r_{we}^2 - 2r_{we}(CP + \tilde{\rho}_{\alpha o})\cos \gamma}, \quad (1)$$

$$\theta(\varphi)_e = \arccos \left[\frac{r(\varphi)_e^2 + r_{we}^2 - (CP + \tilde{\rho}_{\alpha o})^2}{2r_{we}r(\varphi)_e} \right] - \varphi, \quad (2)$$

$$CP = \sqrt{(r_{wo} + \tilde{H}_c)^2 + r_{wo}^2 - 2r_{wo}(r_{wo} + \tilde{H}_c)\cos(\varphi)_o},$$

$$\tilde{H}_c = \tilde{h}_c - r_{wo} + r_o,$$

$$i_o = z_e / z_o, \quad \cos \gamma = \frac{CP^2 + r_{wo}^2 - (r_{wo} + \tilde{H}_c)^2}{2CP r_{wo}}.$$

В граничной точке профиля зуба колеса перпендикуляры к профильной нормали OM и O_eN равны радиусам основных окружностей r_{bo} и r_{be} , а угол $\alpha(\varphi) = a_{wo}$ (см. рис. 2). Тогда величина радиус-вектора граничной точки

$$r_{le} = \sqrt{\left(\sqrt{r_{ko}^2 - r_{bo}^2} + a_{wo} \sin \alpha_{wo}\right)^2 + r_{be}^2} \quad (3)$$

и соответствующий ей угол

$$\varphi_{le} = \frac{1}{i_o} \left[\arccos \left(\frac{r_{bo}}{r_{wo} + \tilde{H}_c} \right) - a_{wo} \right].$$

Аналогично, уравнения переходной кривой и граничной точки профиля зуба сателлита, соответствующие станочному зацеплению сателлит – долбяк (рис. 4) (уравнения эквидистанты эпитрохоиды):

$$r(\varphi)_g = \sqrt{r_{wg}^2 + (CP + \tilde{\rho}_{ao})^2 - 2r_{wg}(CP + \tilde{\rho}_{ao}) \cos \gamma}; \quad (4)$$

$$\theta(\varphi)_g = \arccos \left[\frac{r(\varphi)_g^2 + r_{wg}^2 - (CP + \tilde{\rho}_{ao})^2}{2r(\varphi)_g r_{wg}} \right] - \varphi; \quad (5)$$

$$r_{lg} = \sqrt{\left(a_{wo} \sin \alpha_{wo} - \sqrt{r_{ko}^2 - r_{bo}^2}\right)^2 + r_{bg}^2};$$

$$\varphi_{lg} = \frac{Z_o}{Z_g} \left[\arccos \left(\frac{r_{bo}}{r_{wo} + \tilde{H}_c} \right) - a_{wo} \right]. \quad (6)$$

Здесь

$$CP = \sqrt{r_{wo}^2 + (\tilde{H}_c + r_{wo})^2 - 2r_{wo}(\tilde{H}_c + r_{wo}) \cos(\varphi z_g / z_o)};$$

$$\tilde{H}_c = \tilde{h}_c - r_{wo} + r_o;$$

$$\cos \gamma = \frac{(\tilde{H}_c + r_{wo}) \cos(\varphi z_g / z_o) - r_{wo}}{CP};$$

a_{wo} и α_{wo} – соответственно, межосевое расстояние и угол станочного зацепления; $r_{bg} = r_g \cos \alpha$; r_{wo} и r_{wg} – соответственно, радиусы начальных окружностей долбяка и сателлита.

Для определения радиусов кривизны переходных кривых профилей зубьев сателлита и колеса от параметра φ , нарезанного зубодолбежным инструментом, представим выражения (1) и (4) в следующем виде:

$$X(\varphi) = r(\varphi) \sin[\Theta(\varphi)]; \quad (7)$$

$$Y(\varphi) = r(\varphi) \cos[\Theta(\varphi)]. \quad (8)$$

Тогда, используя уравнения дифференциальной геометрии, получим

$$R(\varphi) = \frac{\rho(\varphi)}{m} = \frac{\sqrt{\left[(X_\varphi^1)^2 + (Y_\varphi^1)^2\right]^3}}{\left|Y_\varphi^{11} X_\varphi^1 - Y_\varphi^1 X_\varphi^{11}\right| m}, \quad (9)$$

где $X_\varphi^1 = dX(\varphi)/d\varphi$; $X_\varphi^{11} = d^2X(\varphi)/d\varphi^2$; $Y_\varphi^1 = dY(\varphi)/d\varphi$; $Y_\varphi^{11} = d^2Y(\varphi)/d\varphi^2$.

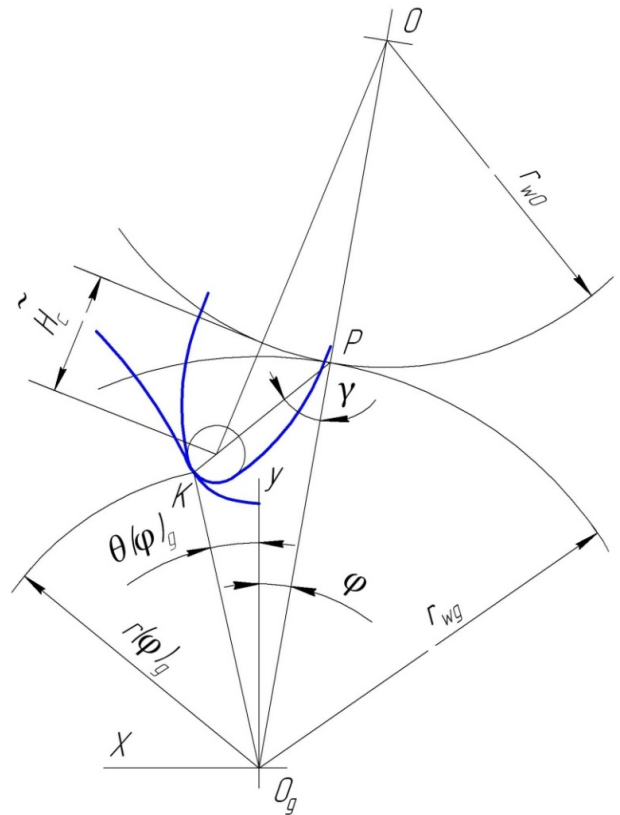


Рис. 4. Формообразование зубьев сателлита долбяком с модифицированным исходным производящим контуром

Fig. 4. Shaping of the teeth of a satellite by a milling cutter with a modified initial manufacturing contour

Примеры и результаты расчета

В табл. 1, 2 представлены зависимости относительного радиуса кривизны переходных кривых профилей зубьев сателлита и колеса от параметра φ , найденные по приведенным зависимостям, позволяющие оценить их изгибную прочность в сравнении с зубьями колес, нарезанных стандартным инструментом.

Таблица 1. Значения относительного радиуса кривизны переходной кривой профиля зуба сателлита $R(\varphi)$ при $x_g = 0$ на участке впадина ($\varphi = 0$) – граничная точка ($\varphi = \varphi_l$), нарезанного долбяком с модифицированным исходным контуром ($Z_0 = 25$, $x_0 = 0$) и стандартным реечным инструментом

Table 1. The relative radius of curvature of the transition curve of the profile of the tooth of the satellite $R(\varphi)$ at $x_g = 0$ in the depression section ($\varphi = 0$) – boundary point ($\varphi = \varphi_l$), chopped milling cutter with modified initial contour ($Z_0 = 25$, $x_0 = 0$) and standard rack tool

φ/φ_l	$Z = 60$		$Z = 80$		$Z = 100$		$Z = 120$	
	ГОСТ	–	ГОСТ	–	ГОСТ	–	ГОСТ	–
0	0,11	0,57	0,09	0,57	0,09	0,57	0,08	0,57
0,25	0,16	0,58	0,14	0,58	0,13	0,58	0,13	0,58
0,5	0,35	0,64	0,32	0,64	0,30	0,63	0,28	0,63
0,75	0,72	0,76	0,66	0,75	0,62	0,74	0,59	0,74
1,0	1,28	0,95	1,19	0,93	1,13	0,92	1,09	0,92

Таблица 2. Значения относительного радиуса кривизны переходной кривой профиля зуба колеса $R(\varphi)$ на участке впадина ($\varphi = 0$) – граничная точка ($\varphi = \varphi_l$), нарезанного долбяком с модифицированным и стандартным исходным контуром ($x_e = 0,6$; $z_0 = 25$; $x_0 = 0$)

Table 2. The relative radius of curvature of the transition curve of the profile of the tooth of the wheel $R(\varphi)$ in the depression section ($\varphi = 0$) – boundary point ($\varphi = \varphi_l$), milled cutter with modified and standard initial contour ($x_e = 0,6$; $z_0 = 25$; $x_0 = 0$)

φ/φ_l	$Z_e = 80$		$Z_e = 100$		$Z_e = 140$	
	ГОСТ	–	ГОСТ	–	ГОСТ	–
0	0,05	0,54	0,06	0,55	0,08	0,55
0,25	0,07	0,55	0,09	0,55	0,11	0,56
0,5	0,14	0,56	0,17	0,56	0,21	0,58
0,75	0,27	0,57	0,34	0,59	0,43	0,62
1,0	0,50	0,59	0,63	0,63	0,78	0,69

Компьютерное моделирование и исследования, выполненные другими авторами (например, Кудрявцевым В. Н., Кирдяшевым Ю. Н., Гинзбургом Е. Г.) [8], показывают, что максимальные напряжения возникают на участках переходных кривых профилей зубьев, соответствующих $\varphi \approx 0,5\varphi_l$. На этих участках, как следует из таблиц, радиус кривизны сателлита, нарезанного нестандартным долбяком, несколько больше аналогичного параметра колеса, нарезанного таким же инструментом. Однако так как толщина зуба колеса намного больше толщины

зуба сателлита, лимитирует несущую способность исследуемого зацепления колес и планетарной передачи в целом изгибная прочность зубьев сателлита. В связи с этим целесообразно принять высоту зуба центрального колеса e максимально возможной исходя из условий отсутствия интерференции его кромки с переходными поверхностями зубьев долбяка (в станочном зацеплении) и сателлита, а высоту зуба последнего определить в соответствии с заданным коэффициентом перекрытия ε . Тогда соотношения между геометрическими параметрами примут следующий вид:

$$r_{ae} = \sqrt{\left(\sqrt{r_{lg}^2 - r_{bg}^2} + a_w \sin \alpha_w\right)^2 + r_{be}^2} + \delta; \quad (7)$$

$$r_{ag} = \sqrt{\left(\sqrt{r_{ae}^2 - r_{be}^2} - a_w \sin \alpha_w + \varepsilon \pi m \cos \alpha\right)^2 + r_{bg}^2}; \quad (8)$$

$$r_{ae} \geq a_{w0} + r_{f0} + 0,25m, \quad (9)$$

где α_w – угол зацепления; a_w – межосевое расстояние передачи; $r_{be} = mz_e \cos \alpha$; r_{ag} и r_{ae} – соответственно, радиусы окружностей вершин зубьев сателлита и центрального колеса; r_{f0} – радиус окружности впадин долбяка; δ – допуск, учитывающий отрицательное влияние погрешностей изготовления передачи на интерференцию профилей зубьев.

В этих выражениях при разнице чисел зубьев колес $\Delta z = 1-3$ угол зацепления $\alpha_w = 44...60^\circ$ (меньшее значение соответствует $\Delta z = 3$, большее – $\Delta z = 1$), что позволяет избежать заклинивания передачи из-за интерференции продольной кромки внешнего зуба с главной поверхностью внутреннего [9].

Анализ результатов и выводы

В табл. 3 приведены значения радиусов окружностей выступов сателлита и центрального колеса передачи при $Z_0 = 25$, $x_0 = x_g = 0$ и углах зацепления $\alpha_w = 60^\circ$ ($\Delta Z = 1$), $\alpha_w = 50^\circ$ ($\Delta Z = 2$), $\alpha_w = 44^\circ$ ($\Delta Z = 3$).

Расчеты по приведенным зависимостям показывают, что при $\varepsilon = 1,05$ и нарезании центрального колеса долбяком с числом зубьев, отличающимся от числа зубьев колеса не менее чем на 25, планетарная передача работоспособна, не подвержена опасности заклинивания и имеет высокую нагрузочную способность.

Таблица 3. Значения относительных радиусов окружностей выступов колес

Table 3. The values of the relative radii of the circles of the protrusions of the wheels

Z_g	$\Delta Z = 1$		$\Delta Z = 2$		$\Delta Z = 3$	
	r_{ag}/m	r_{ae}/m	r_{ag}/m	r_{ae}/m	r_{ag}/m	r_{ae}/m
50	25,660	25,274	25,531	25,801	25,428	26,322
60	30,688	30,302	30,556	30,798	30,452	31,320
70	35,704	35,321	35,572	35,795	35,466	36,318
80	40,714	40,335	40,582	40,794	40,476	41,316
90	45,722	45,345	45,589	45,792	45,483	46,315
100	50,727	50,353	50,595	50,791	50,488	51,314
110	55,732	55,360	55,599	55,790	55,492	56,313
120	60,735	60,365	60,602	60,790	60,495	61,312

Максимальное напряжение изгиба зуба сателлита, лимитирующего нагрузочную способность передачи, имеет место в точке переходной кривой профиля зуба, соответствующей параметру $\varphi \cong 0,5\varphi_1$ [10]. В этой точке радиус кривизны переходной кривой профиля нестандартного зуба больше аналогичного показателя стандартного зуба примерно в два раза, во столько же раз ниже напряжения изгиба.

Таким образом, использование при нарезании колес планетарной передачи нестандартного зубодолбежного инструмента со скругленными вершинами зубьев позволяет повысить нагрузочную способность зацепления примерно в два раза за счет увеличения радиусов кривизны переходных кривых профилей зубьев и повышения их изгибной прочности.

Библиографические ссылки

1. Plehanov F.I., Goldfarb V.I., Vychuzhanina E. Load Distribution in Meshing of Planetary Gearweels and Its Influence on the Technical and Economic Performance of the Mechanism. *Mechanisms and Machine Science*, 2018, 51, pp. 117-137.
2. Bostan I., Dulgheru V., Ciobanu R. [Elaboration and research of planetary precessional multiplier type k-h-v: IOP Conference Series]. Proc. of the 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering (9-10 June 2016, Iasi, Romani) (ACME-2016), 2016, vol. 147, p. 012002. DOI: 10.1088/1757-899X/147/1/012002.
3. Плеханов Ф. И. Влияние деформации центральной шестерни и осей сателлитов планетарной передачи на распределение нагрузки в зацеплениях // Вестник машиностроения. 2015. № 4 (68). С. 16–19.
4. Wehrle E., Palomba I., Vidoni R. [In-Operation Structural Modification of Planetary Gear Sets Using Design Optimization Methods]. Proc. of the 4th IFToMM Symposium on Mechanism Design for Robotics (11-13 August, 2018, Udine, Italy). Springer, Cham, 2019, vol. 66, pp. 395-405. DOI: 10.1007/978-3-030-00365-4_47.

5. Плеханов Ф. И., Блинов И. А., Сунцов А. С. Исследование деформативности узла сателлита планетарной передачи // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2017. Т. 20, № 3. С. 24–27.

6. Плеханов Ф. И., Гольдфарб В. И. Геометрия и показатель прочности внутреннего зацепления колес планетарной передачи, нарезанных нестандартным инструментом // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 5. С. 3–9.

7. Пат. РФ № 2610785, РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Ф. И. Плеханов, А. С. Сунцов, А. Г. Ратов.

8. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г. Планетарные передачи : справочник. Л. : Машиностроение, 1977. 563 с.

9. Plekhanov F., Goldfarb V. [Rational designs of planetary transmission, geometry of gearing and strength parameters]. *Mechanisms and Machine Science*, 2016, vol. 34, pp. 285-300. DOI: 10.1007/978-3-319-19740-1_13.

10. Пат. № 2520728 РФ. МПК F16H 1/32. Зубчатая планетарная передача / Ф. И. Плеханов, А. С. Лекомцев, И. Б. Чупин, А. Н. Максимов.

References

1. Plehanov F.I., Goldfarb V.I., Vychuzhanina E. Load Distribution in Meshing of Planetary Gearweels and Its Influence on the Technical and Economic Performance of the Mechanism. *Mechanisms and Machine Science*, 2018, 51, pp. 117-137.
2. Bostan I., Dulgheru V., Ciobanu R. [Elaboration and research of planetary precessional multiplier type k-h-v: IOP Conference Series]. Proc. of the 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering (9-10 June 2016, Iasi, Romani) (ACME-2016), 2016, vol. 147, p. 012002. DOI: 10.1088/1757-899X/147/1/012002.
3. Plekhanov F.I. [The effect of deformation of the central gear and axes of the satellites of the planetary gear on the load distribution in the link]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2015, no. 4, p. 16-19 (in Russ.).
4. Wehrle E., Palomba I., Vidoni R. [In-Operation Structural Modification of Planetary Gear Sets Using Design Optimization Methods]. Proc. of the 4th IFToMM Symposium on Mechanism Design for Robotics (11-13 August, 2018, Udine, Italy). Springer, Cham, 2019, vol. 66, pp. 395-405. DOI: 10.1007/978-3-030-00365-4_47.
5. Plekhanov F.I., Blinov I.A., Suntsov A.S. [The study of the deformability of the planetary gear satellite assembly]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2017, vol. 20, no. 3, pp. 24-27 (in Russ.).
6. Plekhanov F.I., Goldfarb V.I. [Geometry and strength index of internal gearing of planetary gear wheels cut by non-standard tool]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2019, no. 5, pp. 3-9 (in Russ.).
7. Plekhanov F.I., Suntsov A.S., Rатов A.G. Pat. on the image RF no. 2610785, RF, IPC F16H 1/32. BI No. 5, 2017.

8. Kudryavtsev V.N., Kirdyashev Yu.N., Ginzburg E.G. [Planetary gears]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1977, 563 p. (in Russ.).

9. Plekhanov F., Goldfarb V. [Rational designs of planetary transmission, geometry of gearing and strength

parameters]. *Mechanisms and Machine Science*, 2016, vol. 34, pp. 285-300. DOI: 10.1007/978-3-319-19740-1_13.

10. Plekhanov F.I., Lekomtsev A.S., Chupin I.B., Maximov A.N. Pat. No. 2520728 of the Russian Federation.

Geometry of Internal Meshing of Planetary Gearwheels Cut by Non-standard Gear Shaping Tools

A.S. Suntsov, PhD in Engineering, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

A.V. Ovsyannikov, PhD in Engineering, Associate Professor, Glazov Institute of Engineering and Economics (branch) of Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

E.F. Vychuzhanina, PhD in Economics, Associate Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

The paper describes a method for determining the radii of curvature of the transition curves of the teeth profiles of planetary gears with internal gearwheels and a small difference in the number of their teeth. To cut such gearwheels, it is advisable to use a non-standard tool with rounded tooth tips. A modified initial generating contour and the corresponding tooth profile of the generating gearwheel (shaper) in the middle section are presented. The tip of such cutting tool teeth, in contrast to the standard, is rounded, and the height of their dividing head is reduced. A comparative analysis of the radii of curvature of the teeth profiles of the satellites cut by standard and non-standard tools of different types (gear shaping and rack and pinion) is made.

The dependences of the relative radius of curvature of the transition curves of the teeth profiles of the satellite and the gearwheel on the angular parameter are shown, which make it possible to estimate their bending strength in comparison with the teeth of gearwheels cut by a standard tool. The results of the computer simulation performed on the sections of the transition curves of tooth profiles are presented. It was established that in these sections, the radius of curvature of the satellite cut by a non-standard cutter is slightly larger than the similar parameter of the wheel cut by the same tool. However, since the thickness of the wheel tooth is much higher than that of the satellite tooth, it limits the bearing capacity of the studied meshing of gearwheels and the planetary gear as a whole and the bending strength of the satellite teeth. Calculations based on the given dependences show that when cutting the planetary gearwheel and satellite by a non-standard cutter, the planetary gear is operational, not prone to jamming, and has a high load capacity.

Keywords: planetary gear, non-standard gear shaping tool, gear geometry.

Получено 14.05.2020

Образец цитирования

Сунцов А. С., Овсянников А. В., Вычужанина Е. Ф. Геометрия внутреннего зацепления колес планетарной передачи, нарезанных нестандартным зубодолбежным инструментом // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2020. Т. 23, № 2. С. 24–30. DOI: 10.22213/2413-1172-2020-2-24-30.

For Citation

Suntsov A.S., Ovsyannikov A.V., Vychuzhanina E.F. [Geometry of Internal Meshing of Planetary Gearwheels Cut by Non-standard Gear Shaping Tools]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2020, vol. 23, no. 2, pp. 24-30 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2020-2-24-30.