

УДК 621.8-1/-9

DOI 10.17513/snt.40533

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОБРАЗОВАНИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРОФИЛЬНО СОПРЯЖЕННОЙ ГЛОБОИДНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

Суханова О.А., Трифанов И.В.

ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет науки и технологий
имени академика М.Ф. Решетнева», Россия, Красноярск, e-mail: olkasukhanova@mail.ru

Целью настоящего исследования является разработка методики формирования зацепления радиусно сопряжённой глобоидно-цилиндрической пары привода с нелинейчатый червяком, виток которого очерчен по вогнутой эвольвенте, а зубья сопряжённого колеса – по выпуклой эвольвенте. В разделе «Материалы и методы» представлен анализ технологических особенностей и проблематики изготовления винтовой поверхности глобоидного червяка с вогнутым эвольвентным профилем. Для снижения трудоёмкости операций нарезания винтовой поверхности глобоидного червяка радиусного эвольвентного профиля предложено использовать процесс ротационного точения с принудительно вращаемым многолезвийным инструментом, а формирование зубьев сопряжённого колеса выполнять цилиндрической червячной фрезой. Такое сочетание обеспечивает получение профильно сопряжённого зацепления глобоидно-цилиндрической червячной пары. Предварительная оценка геометрии зацепления и радиуса приведенной кривизны производилась на основе моделирования деталей опытной глобоидной червячной пары. Были проведены геометрические расчеты, а также расчет на прочность на основе определения контактных и изгибных напряжений, с учетом радиуса приведенной кривизны и длины контактных линий. При разработке методики образования зацепления проводилась оценка радиуса кривизны сопрягаемых рабочих винтовых поверхностей глобоидного червяка вогнутого эвольвентного профиля и зубьев сопряжённого колеса с выпуклым эвольвентным профилем, с учетом которых рассчитывался радиус приведенной кривизны в зацеплении. Методика базируется на основе выбора коэффициента снижения контактного напряжения в зависимости от коэффициента сопряжения радиусов кривизны рабочих поверхностей глобоидного червяка и зубьев сопряжённого с ним цилиндрического колеса. При этом радиус кривизны профиля зуба колеса выбирается первичным, так как сопряженное с глобоидным червяком колесо является формообразующим. Коэффициент снижения контактного напряжения оценивается на основе учета контактного напряжения такой же глобоидно-цилиндрической передачи с линейчатый червяком. На основе аналитических и экспериментальных методов разработана методика образования зацепления профильно сопряженной глобоидно-цилиндрической червячной пары.

Ключевые слова: глобоидно-цилиндрическая передача, нагрузочная способность

DEVELOPMENT OF A METHOD FOR FORMING THE ENGAGEMENT OF A PROFILE-CONJUGATED GLOBOID-CYLINDRICAL WORM PAIR

Sukhanova O.A., Trifanov I.V.

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Russia,
Krasnoyarsk, e-mail: olkasukhanova@mail.ru

The aim of this study is to develop a methodology for forming the meshing of a radius-conjugated globoid-cylindrical drive pair with a non-ruled worm whose thread is defined by a concave involute, while the teeth of the mating gear are defined by a convex involute. The “Materials and Methods” section presents an analysis of the technological features and challenges in manufacturing the helical surface of a globoid worm with a concave involute profile. To reduce the labor intensity of cutting the helical surface of a globoid worm having a radius-involute profile, it is proposed to employ a rotary turning process using a positively driven multi-edge tool, and to generate the teeth of the mating gear with a cylindrical worm hob. This combination enables the realization of a profile-conjugate mesh in the globoid-cylindrical worm gear pair. A preliminary assessment of the meshing geometry and the equivalent (reduced) radius of curvature was carried out by modeling the components of a prototype globoid worm gear pair. Geometric calculations were performed, along with strength analysis based on determining contact and bending stresses, taking into account the equivalent radius of curvature and the length of the contact lines. In developing the meshing methodology, the radii of curvature of the mating working helical surfaces-the concave-involute globoid worm and the convex-involute gear teeth-were evaluated, and these were then used to compute the equivalent radius of curvature in mesh. The methodology is based on selecting a contact-stress reduction coefficient as a function of the conjugation factor of the curvature radii for the working surfaces of the globoid worm and its mating cylindrical gear. In this framework, the radius of curvature of the gear tooth profile is taken as primary, since the gear mated with the globoid worm is the form-generating member. The contact-stress reduction coefficient is evaluated by reference to the contact stress of an analogous globoid-cylindrical transmission employing a ruled (linear-generatrix) worm. Using analytical and experimental methods, a procedure has been developed for forming the mesh of a profile-conjugated globoid-cylindrical worm gear pair.

Keywords: globoid-cylindrical transmission, load capacity

Введение

Известно, что для разработки современных машин требуются глобоидно-цилиндрические червячные приводы, позволяющие обеспечить высокую нагрузочную способность, коэффициент полезного действия (КПД), ресурс работы, а также при этом обладающие малым весом и габаритами [1].

Для реализации конструкторско-технологических решений, обеспечивающих повышение нагрузочной способности глобоидно-цилиндрической червячной пары с вогнутой формой винтовой поверхности червяка и выпуклой формой зубьев сопряженного колеса приводов, требуется разработать новые научно обоснованные подходы к геометрическим принципам образования рабочих поверхностей сопряженных пар, а также методам их изготовления и контроля. Реализация научно обоснованных подходов может позволить устранить имеющиеся технологические недостатки изготовления профильно сопряженных глобоидных передач, обусловленных низкой производительностью и высокой трудоемкостью нарезания вогнутой винтовой поверхности глобоидного червяка [2, с. 212-214].

На сегодняшний день схему образования зацепления модернизированной классической глобоидной передачи, как правило, формируют путём получения производящей образующей линии методом копирования рабочей поверхности инструмента в процессе нарезания винтовой поверхности (ВП) глобоидного линейчатого червяка. Передачи глобоидные с линейчатым червяком в настоящее время широко применяются в промышленности, однако они имеют недостатки по нагрузочной способности по сравнению с профильно сопряженными червячными передачами [3, с. 386-390]. При ротационном точении винтовой поверхности (ВП) глобоидного нелинейчатого червяка с вогнутым эвольвентным профилем производящую образующую линию формируют по схеме обкатки с профилированием методом огибания. Выполнение нарезания витков указанного червяка многолезвийным принудительно вращаемым инструментом в режиме обкатки обеспечивает получение сложнопрофильной поверхности с высокой точностью (до 7-й степени) и пониженной шероховатостью ($Ra \approx 2,2-2,9$ мкм) относительно обработки одиночным резцом. При этом процесс нарезания ВП ротационным точением в 16 раз превышает по производительности изготовление глобоидного червяка трехрезцовой головкой [4].

Изготовление зубьев сопряженного цилиндрического колеса цилиндрической чер-

вячной фрезой позволяет отказаться от глобоидной червячной фрезы, что снижает затраты на режущий инструмент. При проектировании и изготовлении профильно сопряженных глобоидных передач необходима разработка методики образования выпукло-вогнутого поверхностного зацепления глобоидно-цилиндрической червячной пары для реализации поверхностного контакта, обеспечивающего более низкое напряжение. Низкое контактное напряжение даст возможность повысить нагрузочную способность профильно сопряженной червячной пары [5, с. 144-152], снизить габариты и массу, а также увеличить ресурс работы и КПД. Нагрузочная способность может быть увеличена в 1,4-3 раза, КПД на 10-30%, ресурс работы в 2-3 раза по сравнению с существующими передачами.

Целью исследования является разработка методики образования зацепления радиусно-сопряженной глобоидно-цилиндрической пары привода с нелинейчатым червяком, профиль витка которого очерчен по вогнутой эвольвенте, а зубьев сопряженного колеса – по выпуклой эвольвенте.

Материалы и методы исследования

В работах приведен анализ особенностей технологий изготовления глобоидно-цилиндрических передач [5, с. 280-286; 6; 7]. Показаны технологические сложности нарезания ВП глобоидного червяка с вогнутым эвольвентным профилем, позволяющим обеспечить повышение радиуса приведенной кривизны в зацеплении глобоидно-цилиндрической пары. Увеличение радиуса приведенной кривизны в зацеплении способствует повышению пятна поверхностного контакта рабочих поверхностей и снижению контактного напряжения [4; 5, с. 120-124]. Для изготовления глобоидного червяка с вогнутым эвольвентным профилем предложен метод ротационного точения (РТ) [8]. Оценить радиусный профиль ВП глобоидного червяка и зубьев сопряженного колеса позволяет разработанная модель глобоидного червяка с вогнутым эвольвентным профилем винтовой поверхности и сопряженного с ним цилиндрического колеса с выпуклым эвольвентным профилем зубьев [9, с. 10-45]. Представлены формулы [10] для расчета контактного и изгибного напряжения, учитывающие влияние радиуса приведенной кривизны в зацеплении на их значения с учетом формулы Герца [9, с. 10-45; 11; 12].

Предложено радиус приведенной кривизны в зацеплении определить на основе радиуса приведенной кривизны профиля зуба червячного колеса, взятого как исходное формообразующее звено. Радиус кри-

визны глобоидного червяка определяется через предложенный коэффициент (K_c) сопряжения радиусных рабочих поверхностей, устанавливаемый на основе графика зависимости коэффициента контактного напряжения $K_{\delta n}$. Представлен аналитический анализ и формулы [12, с. 386-394] для расчета радиусов кривизны зуба сопряженного цилиндрического колеса и глобоидного червяка с ВП вогнутого эвольвентного профиля, а также приведенного радиуса кривизны в зацеплении. На основе аналитических и экспериментальных методов разработана методика образования зацепления профильно сопряженной глобоидно-цилиндрической червячной пары с применением коэффициента снижения контактного напряжения, путем сравнения его с контактным напряжением глобоидно-цилиндрической червячной пары с линейчатый червяком.

Результаты исследования и их обсуждение

С целью проведения исследований была разработана модель глобоидного червяка с вогнутым эвольвентным профилем винтовой поверхности и сопряженного с ним цилиндрического глобоидного колеса с выпуклым эвольвентным профилем зубьев, которая представлена на рисунке 1.

Моделирование позволяет оценить радиусный профиль ВП глобоидного червяка и зубьев цилиндрического прямозубого колеса, а также возможного их профильного сопряжения [7, с. 10-45; 13].

Для опытной глобоидно-цилиндрической червячной пары был проведен геометрический расчет [3, с. 98-110], а также расчет на прочность на основе определения контактных и изгибных напряжений при условии, когда червяк линейчатый.

Контактное напряжение δ_n рассчитывалось по формуле [10]:

$$\delta_n = z_m \sqrt{\frac{g_n \cdot K_n}{\pi \rho_e}}, \quad (1)$$

где Z_m – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов, g_n – удельная нормальная нагрузка, K_n – коэффициент нагрузки по контактным напряжениям, ρ_e – приведенный радиус кривизны контактных поверхностей.

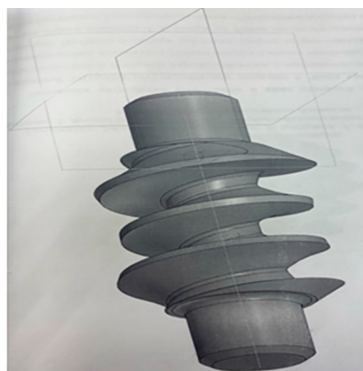
Радиус приведенной кривизны лежит в основе определения контактных напряжений δ_n , чем выше радиус приведенной кривизны, тем меньше контактные напряжения. Это характерно, когда глобоидный червяк имеет ВП нелинейчатого профиля.

Изгибное напряжение зубьев зубчатого колеса, сопряженного с глобоидным червяком, рассчитывалось по формуле [10]:

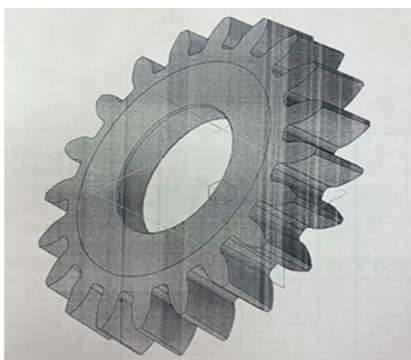
$$\delta_F = \frac{F_{t2} \cdot K_F \cdot Y_F}{m_n \cdot l_s} = \frac{2T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F}{d_2 m_n l_s}, \quad (2)$$

где K_F – коэффициент нагрузки при изгибе, $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки при изгибе, K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки при изгибе, m_n – нормальный модуль, Y_F – коэффициент формы зуба, T_2 – крутящий момент, F_{t2} – окружное усилие на червячном колесе, l_s – суммарная длина контактных линий, d_2 – делительный диаметр колеса.

Суммарная длина контактных линий с увеличением радиуса приведенной кривизны тоже увеличивается и способствует увеличению пятна контакта [14], что позволяет снизить изгибное напряжение, действующего на зуб колеса, сопряженного с ВП глобоидного червяка.



а



б

Рис. 1. Разработка моделей для исследований:

- а) модель глобоидного червяка с эвольвентным вогнутым профилем винтовой поверхности;
б) модель цилиндрического прямозубого колеса с выпуклым эвольвентным профилем зубьев

Источник: составлено авторами

Известно, что увеличение радиуса приведенной кривизны ведет к снижению контактных напряжений в зацеплении глобоидной передачи в соответствии с формулой Герца [12]. Радиус приведенной кривизны зависит от вида сопряжения контактирующих поверхностей червячной пары. Виды контактирующих поверхностей червячной пары представлены на рисунке 2 (а и б).

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \cdot \frac{W}{\rho_{пр}}, \quad (3)$$

где ν_1, ν_2, E_1, E_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов червячной пары, $\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны, W – нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии.

Радиус приведенной кривизны $\rho_{пр1}$ червячной пары, при условии, что червяк линейчатый (рис. 2б), определяется по радиусу кривизны профиля зуба червячного колеса:

$$\rho_{пр1} = \rho_2 = \left(\frac{d_1}{2} \right) \sin \alpha = \left(\frac{100}{2} \right) \sin 20^\circ = 50 \cdot 0,342 = 17,1 \text{ мм}, \quad (4)$$

где d_1 – делительный диаметр червячного колеса, $d_1 = 100$ мм;

$\alpha = 20^\circ$ – угол зуба в средней плоскости колеса.

Если профиль червяка нелинейчатый (рис. 2а), то радиус приведенной кривизны $\rho_{пр2}$ сопряженных криволинейных поверхностей рассчитывается по формуле Герца:

$$\rho_{пр2} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 - \rho_2} = \frac{20,17 \cdot 17,1}{20,17 - 17,1} = \frac{344,9}{3,07} = 112,34 \text{ мм}, \quad (5)$$

где ρ_1 – радиус кривизны глобоидного червяка.

$$\rho_1 = \rho_1 K_c = 20,17 \text{ мм}, \quad (6)$$

где K_c – коэффициент сопряжения радиусных поверхностей; $K_c = 1,18$.

Коэффициент снижения контактного напряжения $K_{\delta n}$ в зацеплении составил 2,56 раза за счет увеличения $\rho_{пр2}$, $K_{\delta n}$ рассчитывался по формуле:

$$K_{\gamma n} = z_m \sqrt{\frac{g_n \cdot K_n}{\pi \cdot 112,34}} : z_m \sqrt{\frac{g_n \cdot K_n}{\rho_{пр2}}} \quad (7)$$

$$K_{\delta n} = Z_m \sqrt{\frac{g_n \cdot K_n}{\pi \cdot 17,1}} : Z_m \sqrt{\frac{g_n \cdot K_n}{\pi \cdot 112,34}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{пр}}{\rho_2}} = \sqrt{\frac{112,34}{17,1}} = 2,56, \quad (8)$$

где Z_m – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов;

g_n – удельная нормальная нагрузка;

K_n – коэффициент нагрузки по контактным напряжениям;

ρ_e – приведенный радиус кривизны контактных поверхностей.

ρ_a

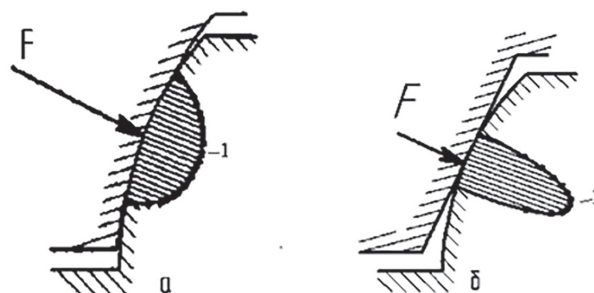


Рис. 2. Виды контактирующих поверхностей червячной пары: а) выпукло-вогнутые контактирующие поверхности глобоидно-цилиндрической червячной пары; б) линейный контакт рабочих поверхностей цилиндрической червячной пары;

1) распределение напряжений в зоне зацепления

Источник: составлено авторами

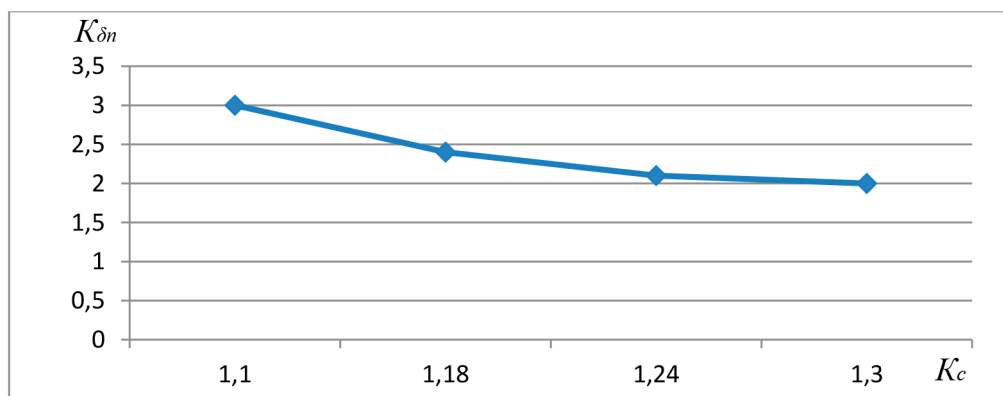


Рис. 3. Зависимость коэффициента снижения контактного напряжения $K_{\delta n}$ от коэффициента K_c сопряжения радиусных рабочих поверхностей в зацеплении червячной передачи

Методика образования зацепления профильно сопряженной глобоидной червячной пары

№ п/п	Наименование этапа	Примечание
1	Расчет геометрических размеров глобоидной червячной пары и прочностных параметров	Формулы в [8]
2	Определение радиуса кривизны ρ_2 профиля зуба цилиндрического колеса в зацеплении	$\rho_2 = \frac{d_2}{2} \cdot \sin \alpha$
3	Определение радиуса кривизны ρ_1 профиля витков глобоидного червяка в зацеплении	$\rho_1 = \rho_2 \cdot K_c$
4	По формуле Герца рассчитать радиус приведенной кривизны сопряженной глобоидной червячной пары	$\rho_{пр} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 - \rho_2}$
5	Определить коэффициент снижения контактного напряжения $K_{\delta n}$ в зацеплении за счет увеличения радиуса приведенной кривизны по сравнению с зацеплением с линейчатым червяком, когда $\rho_{пр} = \rho_2$	$K_{\delta n} = \left(Z_m \sqrt{\frac{g_n \cdot K_n}{\pi \rho_1}} \right) : \left(Z_m \sqrt{\frac{g_n \cdot K_n}{\pi \rho_{пр}}} \right)$
6	Рассчитать на прочность глобоидную червячную пару	Формулы в [7, с. 10-45]
7	Изготовить профильно сопряженную червячную пару	Технологические схемы [5, с. 240-251]

График зависимости коэффициента снижения контактного напряжения $K_{\delta n}$ от коэффициента K_c сопряжения радиусных рабочих поверхностей в зацеплении глобоидно-цилиндрической червячной передачи показан на рисунке 3, который разработан авторами.

На основании расчета геометрических и прочностных параметров, а также экспериментальных исследований разработана методика образования зацепления опытной профильно сопряженной червячной пары с нелинейчатым червяком (таблица) [15].

Разработанная методика образования зацепления профильно сопряженной глобоидной червячной пары может быть исполь-

зована при проектировании и изготовлении глобоидно-цилиндрических передач.

Заключение

Критический анализ и систематизация материалов по решению научно-технологических задач оптимизации геометрии зацепления, направленных на снижение контактных напряжений при увеличении приведенного радиуса кривизны и длины контактных линий, выявили сложность технологических проблем. Проблемные вопросы, связанные с технологией изготовления глобоидных червячных передач радиусного сопряженного профиля, применяемых для создания перспективных профиль-

но сопряженных приводов, рассмотрены на основе работ известных ученых в области разработок геометрии зацепления и технологии изготовления глобоидных червячных передач.

Ключевая идея исследований, ориентированных на повышение эксплуатационных характеристик классических глобоидных передач с линейчатый червяком, состоит в обеспечении такой геометрии зацепления, которая оптимально формируется в процессе установившейся работы червячного редуктора. С опорой на обширный массив теоретических и экспериментальных данных были усовершенствованы методики проектирования и технологии изготовления классических глобоидных передач. В частности, предложено модифицировать зацепление путём утонения витков червяка на торцевых участках, а также разработаны подходы к моделированию и улучшению параметров жидкостной смазки.

Несмотря на достигнутый прогресс, передачи с сопряжением «выпукло–вогнутый» – обеспечивающие повышенную нагрузочную способность, более плавный ход и высокую точность позиционирования – в отечественном машиностроении применяются ограниченно. Основными сдерживающими факторами являются технологическая сложность и высокая себестоимость изготовления. К ключевым причинам относятся низкая производительность операций формирования винтовой поверхности вогнутого профиля глобоидного червяка, а также значительная стоимость технологического оснащения (режущего инструмента и оборудования). Дополнительно остаётся нерешённой задача снижения трения в зацеплении и связанной с ним повышенной тепловой нагрузки глобоидной червячной передачи. Перспективным путём повышения эффективности приводов является модернизация процесса ротационного точения винтовой поверхности глобоидного червяка с вогнутым эвольвентным профилем посредством применения принудительно вращаемого многолезвийного инструмента. При этом зубья сопряжённого глобоидного цилиндрического колеса с выпуклым эвольвентным профилем целесообразно нарезать цилиндрической червячной фрезой, что позволяет отказаться от более дорогостоящей глобоидной червячной фрезы. Это даст возможность повысить производительность процесса и снизить стоимость производства.

Основная проблема существующих глобоидных червячных передач заключается в неэффективной конфигурации зацепления, которая снижает нагрузочную способность. Причиной является формирование

контакта между рабочими поверхностями витков червяка и зубьев колеса при малых значениях приведённого радиуса кривизны и ограниченной общей протяжённости линий контакта. Такая геометрия зацепления связана с тем, что винтовая поверхность глобоидного червяка выполняется линейчатой при изготовлении. Требуется придать глобоидному червяку нелинейчатую форму винтовой поверхности для снижения контактного напряжения в зацеплении, повышения нагрузочной способности глобоидной червячной передачи, которая позволит уменьшить габариты и вес привода, а также повысит ресурс работы и КПД. К известным конструкциям относится передача ЗТ: червяк в ней имеет нелинейчатую винтовую поверхность с вогнутым профилем витков, а сопряжённое цилиндрическое колесо – зубья выпуклого профиля. Для передачи ЗТ характерно снижение контактных напряжений за счёт увеличения приведённого радиуса кривизны, а также более благоприятные условия формирования жидкостного трения. Вместе с тем технология изготовления таких передач сложна и затратна: требуется шлифование червяка торoidalным кругом, что обуславливает низкую производительность и ограничивает промышленное распространение. В настоящее время наибольшее применение получили цилиндрические червячные передачи с линейчатой винтовой поверхностью витков червяка; они технологически просты, но уступают по показателям нагрузочной способности и КПД. Применение технологии ротационного точения позволяет получить ВП радиусного профиля с более высокой производительностью и низкой себестоимостью.

Разработанная методика расчета радиуса приведенной кривизны сопряженных рабочих поверхностей на основе моделирования геометрии глобоидного червяка и сопряженного с ним зубчатого колеса, а также экспериментальных исследований позволили определить кривизну профиля зуба и ВП глобоидного червяка, изготовленного ротационным точением. На основе кривизны профиля колеса и ВП глобоидного червяка рассчитывался радиус приведенной кривизны в зацеплении. График зависимости коэффициента снижения контактных напряжений $K_{\sigma n}$ от коэффициента K_c сопряжения радиусных рабочих поверхностей в зацеплении позволяет выбрать соответствующие параметры червячной пары.

На основе теоретических и экспериментальных исследований разработана методика образования зацепления профильно сопряженной глобоидно-цилиндрической пары. Методика может быть использована

при проектировании и изготовлении профильно сопряженных глобоидных передач с заданной нагрузочной способностью. Расчеты показали, что коэффициент снижения контактного напряжения в зацеплении при проектировании опытной глобоидной пары составил $K_{\delta n} = 2,56$. При изготовлении глобоидно-цилиндрической профильно сопряженной червячной пары $K_{\delta n} = 2,5$, что подтверждает высокую сходимость полученных результатов на практике. Геометрические параметры ВП глобоидного червяка определили при помощи 3D-сканера CreaLity CR-Scan Raptor.

Список литературы

1. Чеботарев В.Е., Фатеев А.В. Особенности ориентации навигационных космических аппаратов // Космические аппараты и технологии. 2018. Т. 2. № 2. С. 84-88. URL: http://journal-niss.ru/archive_view.php?num=167 (дата обращения: 29.05.2025). DOI: 10.26732/2618-7957-2018-2-84-88
2. Киселев Б.Р. Техническая механика. Привод технологических машин. СПб.: Лань, 2023. 312 с. ISBN 978-5-507-47233-8. URL: <https://e.lanbook.com/book/351854> (дата обращения: 29.05.2025).
3. Тюняев А.В., Звездаков В.П., Вагнер В.А. Детали машин. СПб.: Лань, 2022. 736 с. ISBN 978-5-8114-1461-1. URL: <https://e.lanbook.com/book/211130> (дата обращения: 29.05.2025).
4. Суханова О.А., Малько Л.С., Захарова Н.В., Трифанов И.В., Патраев Е.В. Способ изготовления глобоидно-цилиндрической передачи с нелинейчатый червяком // Патент РФ № 2803611. Патентообладатель СибГУ им. М.Ф. Решетнева. 2023. МПК F16H 1/16; заявлено 26.12.2022; опубл. 18.09.2023 Бюл. №26.
5. Сандлер А.И., Лагутин С.А., Гудов Е.А. Теория и практика производства червячных передач общего вида. Вологда: Инфра-Инженерия, 2021. 348 с. ISBN 978-5-9729-0534-8. URL: <https://e.lanbook.com/book/192466> (дата обращения: 28.05.2025).
6. Спирин В.А., Макаров В.Ф., Халтурин О.А. Особенности глобоидного зацепления при обработке сложнопровильных винтовых поверхностей // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. 2019. Т. 21, № 1. С. 77-82. DOI 10.15593/2224-9877/2019.1.11.
7. Мельникова Е.П., Покинтелица Н.И. Нарезание зубьев цилиндрических зубчатых колес глобоидными фрезами // Вестник Луганского государственного университета имени Владимира Даля. 2023. № 6(72). С. 162-164. URL: https://elibrary.ru/download/elibrary_54654739_70673043.pdf (дата обращения: 10.08.2025).
8. Сутягин А.В., Малько Л.С., Трифанов И.В. Влияние технологических режимов на выходные параметры процесса ротационного точения винтовой поверхности глобоидного червяка // Фундаментальные исследования. 2016. № 2-1. С. 99-103. URL: <https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=39888> (дата обращения: 29.05.2025).
9. Верховский А.В. Геометрическое моделирование при анализе и синтезе червячных передач общего типа: дис. ... докт. тех. наук. Москва, 2000. 254 с.
10. Суслин А.В., Барманов И.С. Методика расчета на прочность глобоидной червячной передачи // Frontier Materials & Technologies. 2022. №2. С. 84-91. DOI: 10.18323/2782-4039-2022-2-84-91
11. Суслин А.В., Барманов И.С. Повышение нагрузочной способности мелкомодульной червячной передачи // Транспортное машиностроение. 2023. № 08. С. 11-17. DOI: 10.30987/2782-5957-2023-8-11-17.
12. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: МГТУ им. Баумана, 2019. 568 с. ISBN 978-5-7038-5184-5. URL: <https://e.lanbook.com/book/204995> (дата обращения: 13.05.2025).
13. L Dudás New technology for manufacturing quasi-globoid worm gearings // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 448, XXIII International Conference on Manufacturing (Manufacturing 2018)7–8 June 2018, Kecskemét, Hungary Citation L Dudás 2018 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 448 012035. DOI: 10.1088/1757-899X/448/1/012035. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/448/1/012035/pdf> (дата обращения: 13.05.2025).
14. Sukhanova O., Spirina D., Nikitina L., Sobol K., Trifanov I. Increasing the operational parameters of worm gears // E3S Web of Conferences 471, 04010 (2024) TITDS-XIV-2023. 2024. P. 1-5. DOI: 10.1051/e3sconf/202447104010.
15. Mal'ko L.S., Sutyagin A.V., Trifanov I.V., Sukhanova O.A. Nonstandard Slotting Cutters with Mechanical Fastening of Cutting Insert // Russian Engineering Research. 2020. Vol. 40. No. 6. P. 501-502. DOI: 10.3103/S1068798X20060180.

Конфликт интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest: The authors declare that there is no conflict of interest.