

Н.Л. УТУТОВ, д.т.н., профессор каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск;
Н.В. КОРОБКА, аспирантка каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля

УРАВНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ ГЛОБОИДНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА

В статье получены уравнения поверхностей головок и ножек зубьев передачи Новикова с двумя линиями зацепления, составленной из ведущего глобоидного зубчатого колеса и ведомого цилиндрического косозубого.

У статті отримані рівняння поверхонь головок і ніжок зубців передачі Новикова з двома лініями зацеплення, складеної з ведучого глобоїдного зубчастого колеса і веденого циліндричного косозубцевого.

In the article equalizations of surfaces of points of tooth and tooth roots of Novikov's transmission with two lines of contact, made from the anchorman of globoid gear-wheel and slave cylindrical spiral gear-wheels was got in this article.

Постановка проблемы. Зубчатые передачи с перекрещивающимися осями вращения находят применение в разных областях машиностроения в большинстве случаев в качестве кинематических. В последнее время проводятся исследования в целях повышения их нагрузочной способности и улучшения других показателей этих передач. Имеется ряд работ по исследованию гиперboloидных, цилиндрико-гиперboloидных и других синтезированных методом огибания. При этом предложен ряд исходных контуров для повышения нагрузочной способности этих передач. Однако глобоидно-цилиндрические зубчатые передачи Новикова не рассмотрены.

Целью статьи является получение уравнений поверхностей зубьев глобоидно-цилиндрических передач с двумя линиями зацепления Новикова, образованных по методу, разработанному М.Л. Новиковым.

Основной текст. Рассмотрим передачу, у которой ведущее колесо глобоидное, а ведомое цилиндрическое косозубое (см. рисунок).

Рассмотрим центроид:

– ведущего колеса:

$$r_1 = r_0(1 + u - u \cos \varphi_2^*), \quad (1)$$

– ведомого:

$$r_2 = r_1 u, \quad (2)$$

где u – передаточное число передачи; r_{10} – радиус центроида в среднем сечении глобоидного колеса,

$$r_{10} = \frac{a_w}{2(1 + u)}, \quad (3)$$

φ_2^* – половина угла обхвата аксоидом ведущего колеса аксоида ведомого колеса:

$$\varphi_2^* = \arcsin\left(\frac{3\pi m_n \sin \beta_1}{d_2}\right), \quad (4)$$

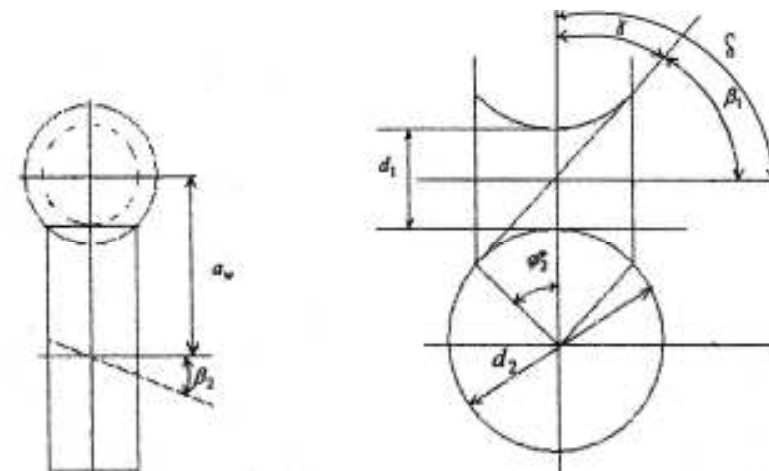


Рисунок – Кинематическая схема глобоидно-цилиндрической зубчатой передачи: d_0 – диаметр центроида ведущего колеса (глобоидного) в среднем сечении; d_2 – диаметр центроида ведомого (цилиндрического) колеса; a_w – межосевое расстояние передачи; β_1 и β_2 – углы наклона зубьев на ведущем и ведомом колесах соответственно; δ – угол перекрещивания осей вращения колес; φ_2^* – половина угла обхвата ведущим колесом (глобоидным) ведомого (цилиндрического)

d_2 – диаметр начальной окружности ведомого колеса; m_n – модуль нормальный передачи; β_1 – угол наклона зубьев на ведущем колесе,

$$\beta_1 = \delta - \beta_2, \quad (5)$$

δ – угол перекрещивания осей вращения в передаче; β_2 – угол наклона зубьев на ведомом колесе,

$$\cos \beta_2 = \frac{a_{wp}}{a_w}, \quad (6)$$

a_{wp} – расчетное межосевое расстояние, определяем по известной методике для цилиндрических колес; a_w – межосевое расстояние передачи принятое по рекомендациям стандарта как ближайшее большее по величине для цилиндрических передач; γ – угол подъема линии зубьев на глобоидном колесе,

$$\gamma = \beta_2. \quad (7)$$

Модуль нормальный передачи:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w. \quad (8)$$

Ширина ведущего колеса:

$$b_1 = 3\pi m_n \sin \beta_1. \quad (9)$$

Уравнения винтовых линий на аксоидах:

– ведущего:

$$x_{11} = r_1 \cos \varphi_1; \quad y_{11} = r_1 \sin \varphi_1; \quad z_{11} = r_1 \varphi_1 \operatorname{ctg} \gamma, \quad (10)$$

– ведомого:

$$x_{22} = r_2 \cos \varphi_2; \quad y_{22} = -r_2 \sin \varphi_2; \quad z_{22} = r_2 \varphi_2 \operatorname{tg} \gamma, \quad (11)$$

где φ_1 и φ_2 – углы поворота ведущего и ведомого колес соответственно.

Введем прямоугольную систему координат. Системы $O_1X_{11}Y_{11}Z_{11}$ и $O_2X_{22}Y_{22}Z_{22}$ связаны соответственно с ведущим и ведомым колесами. Оси O_1Z_{11} и O_2Z_{22} направим по осям вращения ведущего и ведомого колес соответственно, оси O_1X_{11} и O_2X_{22} – в сторону кратчайшего расстояния между осями колес.

Для описания поверхностей зубьев применим режущий инструмент с исходным контуром ГОСТ 15023-69, у которого профилирующая часть очерчена дугами окружностей. Уравнения этих режущих кромок в системе координат инструмента:

– для головок зубьев,

$$x_{u1} = R_1 \cos \lambda_1; \quad y_{u1} = R_1 \sin \lambda_1; \quad z_{u1} = 0, \quad (12)$$

– для ножек зубьев,

$$x_{u2} = R_2 \cos \lambda_2; \quad y_{u2} = R_2 \sin \lambda_2; \quad z_{u2} = 0. \quad (13)$$

Здесь R_1 и R_2 – радиусы вогнутого и выпуклого профилей зубьев соответственно для нарезания головок и ножек зубьев соответственно; λ_1 и λ_2 – параметры профилей зубьев.

В целях компенсации ошибок изготовления и монтажа зубчатых передач задается в исходном контуре разница радиусов профилирующих окружностей зубьев

$$\Delta R = R_2 - R_1 > 0. \quad (14)$$

Перемещая вдоль винтовых линий профилирующий инструмент (круги) с радиусами R_1 и R_2 таким образом, чтобы единичный вектор \bar{n} образующего круга совпадал по направлению с касательной $\bar{\tau}$ к винтовой линии, описываемой центром образующего круга на начальном цилиндре, получим круговинтовые профили в нормальном сечении. Такие винтовые поверхности нашли широкое применение для образования рабочих поверхностей зубьев в передачах Новикова с двумя линиями зацепления. Они могут быть нарезаны одним и тем же инструментом независимо от величины угла наклона зубьев

В процессе нарезания зубьев глобоидного и цилиндрического колес две производящие поверхности (12) и (13) остаются жестко связанными между собой и воспроизводят поверхности зубьев каждого из колес.

Известно [1], что торцовый профиль зубьев, нарезанный исходным контуром с окружностями в нормальном сечении, несколько отличается от окружностей. Получаемые при этом отклонения [3] незначительны и поэтому с ними практически не считаются. Тем более, что профили зубьев такого зацепления быстро прирабатываются. На этом основании для практических расчетов можно применять круговинтовую поверхность с окружностью в торцовом сечении.

Учитывая упомянутые выше основания, запишем уравнения поверхности головки зуба ведущего колеса в системе $O_1X_{11}Y_{11}Z_{11}$ для ведущего колеса:

$$\begin{aligned} x_{11} &= (r_1 + R_1 \cos \lambda_{11}) \sin(\varphi_{11} + \varphi_1) + R_1 \cos(\varphi_{11} + \varphi_1) \sin \lambda_{11} \cos \beta_1; \\ y_{11} &= (r_1 + R_1 \cos \lambda_{11}) \cos(\varphi_{11} + \varphi_1) - R_1 \cos(\varphi_{11} + \varphi_1) \sin \lambda_{11} \cos \beta_1; \\ z_{11} &= p \varphi_1 \operatorname{ctg} \gamma - R_1 \sin \lambda_{11} \sin \gamma, \end{aligned} \quad (15)$$

в этой же системе координат уравнения поверхности ножки зуба ведущего колеса:

$$\begin{aligned} x_{12} &= (r_1 + R_2 \cos \lambda_{12}) \sin(\varphi_{11} + \varphi_1 - \xi_1) + R_2 \cos(\varphi_{11} + \varphi_1 - \xi_1) \sin \lambda_{12} \cos \beta_1; \\ y_{12} &= (r_1 + R_2 \cos \lambda_{12}) \cos(\varphi_{11} + \varphi_1 - \xi_1) - R_2 \cos(\varphi_{11} + \varphi_1 - \xi_1) \sin \lambda_{12} \cos \beta_1; \\ z_{12} &= p(\varphi_1 \operatorname{ctg} \gamma - \xi_1) - R_2 \sin \lambda_{12} \sin \gamma. \end{aligned} \quad (16)$$

Уравнения поверхностей головок зубьев ведомого колеса в системе $O_2X_{22}Y_{22}Z_{22}$ представим в виде:

$$\begin{aligned} x_{21} &= (r_2 + R_1 \cos \lambda_{21}) \sin(\varphi_{22} + \varphi_2) + R_1 \cos(\varphi_{22} + \varphi_2) \sin \lambda_{21} \cos \beta_2; \\ y_{21} &= (r_2 + R_1 \cos \lambda_{21}) \cos(\varphi_{22} + \varphi_2) - R_1 \cos(\varphi_{22} + \varphi_2) \sin \lambda_{21} \cos \beta_2; \\ z_{21} &= p \varphi_2 \operatorname{tg} \gamma - R_1 \sin \lambda_{21} \sin \gamma. \end{aligned} \quad (17)$$

В этой же системе координат уравнение поверхностей ножек зубьев ведомого колеса будет иметь вид:

$$\begin{aligned} x_{22} &= (r_2 + R_2 \cos \lambda_{22}) \sin(\varphi_{22} + \varphi_2 - \xi_2) + R_2 \cos(\varphi_{22} + \varphi_2 - \xi_2) \sin \lambda_{22} \cos \beta_2; \\ y_{22} &= (r_2 + R_2 \cos \lambda_{22}) \cos(\varphi_{22} + \varphi_2 - \xi_2) - R_2 \cos(\varphi_{22} + \varphi_2 - \xi_2) \sin \lambda_{22} \cos \beta_2; \\ z_{22} &= p(\varphi_2 \operatorname{tg} \gamma - \xi_2) - R_2 \sin \lambda_{22} \sin \gamma. \end{aligned} \quad (18)$$

В этих уравнениях p – параметр винта центральной винтовой линии; $\lambda_{11}, \lambda_{12}, \lambda_{21}, \lambda_{22}$ – независимые переменные, углы поворота радиусов профилирующих окружностей; φ_{11} и φ_{22} – углы, определяющие положение торцевых сечений головок зубьев с торцовой плоскостью ведущего и ведомого колес; ξ_1 и ξ_2 – углы, определяющие положение профилей ножек зубьев относительно профилей головок этих зубьев в торцевой плоскости поверхностей зубьев ведущего и ведомого колес соответственно.

Системы (15)...(18) являются уравнениями круговинтовых поверхностей с окружностью в сечении, расположенном под углом γ к торцовой плоскости.

Если угол γ равен нулю, то приведенные выше уравнения представляют собой уравнения поверхностей зубьев с окружностью в торцовом сечении. При этом радиус кривизны профилей выпуклых участков зубьев должен находиться на основной винтовой линии, а радиус профилей вогнутых участков зубьев – сдвинут от оси симметрии (основной винтовой линии) по линии угла давления на величину ΔR , которую выбирают исходя из допусков на возможное отклонение межосевого расстояния передачи.

Уравнения (15)...(18) описывают круговинтовые поверхности зубьев на колесах глобоидно-цилиндрической передачи с двумя линиями зацепления Новикова.

Выводы. Зубчатые глобоидно-цилиндрические передачи с двумя линиями зацепления обладают более высокими показателями нагрузочной способности в сравнении с другими передачами, зубья в которых нарезаны методом огибания. В передаче с зацеплением Новикова глобоидно-цилиндрическим колесом лучше условие смазки и меньше трение скольжения за счет перекатывания зубьев друг по другу. В результате эти передачи смогут успешно работать в качестве силовых.

Список литературы: 1. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением / М.Л. Новиков. – М.: Изд-во ВВИА им. Жуковского, 1956. – 186с. 2. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова / А.В. Павленко, Р.В. Федякин, А.В. Чесноков. – Киев: Техніка, 1978. – 144с. 3. Теория зацепления Новикова / Н.Н. Краснощеков, Р.В. Федякин, А.В. Чесноков. – М.: Наука, 1976. – 174с.

Поступила в редколлегию 21.04.12

УДК 539.3: 621.897

С.В. ШИЛЬКО, к.т.н., доц., зав. отделом ИММС НАН Беларуси, Гомель, Беларусь;

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н., доц., главный научный сотрудник ИММС НАН Беларуси;

Е.М. ПЕТРОКОВЕЦ, научный сотрудник ИММС НАН Беларуси;

Д.А. ЧЕРНОУС, к.т.н., доц., старший научный сотрудник ИММС НАН Беларуси

ДВУХУРОВНЕВЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ И ДЕФОРМАТИВНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ИЗ ДИСПЕРСНО-АРМИРОВАННЫХ КОМПОЗИТОВ

Рассмотрена проблема повышения точности расчетного определения деформационно-прочностных характеристик деталей машин и элементов конструкций на основе полимерных композитов. Показано применение двухуровневого метода расчета на прочность для выбора оптимального содержания дисперсного наполнителя при изготовлении композитных зубчатых колес. Установлено оптимальное значение объемного содержания наполнителя, обеспечивающее требуемую прочность при заданной геометрии и нагрузочном режиме зубчатой передачи.

Розглянута проблема підвищення точності розрахункового визначення деформаційно-міцнісних характеристик деталей машин і елементів конструкцій на основі полімерних композитів. Показано застосування дворівневого методу розрахунку на міцність для вибору оптимального змісту дисперсного наповнювача при виготовленні композитних зубчастих коліс. Встановлено оптимальне значення об'ємного вмісту наповнювача, що забезпечує необхідну міцність при заданій геометрії і навантажувальному режимі зубчастої передачі.

The problem of accuracy improvement of machine part and elements of structures stress-strain design based on polymer composites has been considered. For optimization of disperse filler content in composite gear, two-level method of strength calculation has been used. Optimal filler content providing required gear strength at preset geometry and loading conditions has been calculated.

Введение. Существующие методы расчета элементов приводов на прочность, жесткость и износостойкость базируются на компактных зависимостях, полученных в рамках аналитических решений задач теории упругости и сопротивления материалов благодаря ряду упрощающих допущений. Во многих случаях они позволяют получить приемлемую точность определения требуемых характеристик и широко используются в практике инженерных расчетов.

Однако для проектирования деталей и конструкций сложной геометрической формы из структурно неоднородных и физически нелинейных материалов (например, полимерных композитов), точность названных методов недостаточна. Более адекватны оценки деформационно-прочностных характеристик с использованием пространственной дискретизации конструкции конечными и граничными элементами, позволяющей снять геометрические ограничения аналитических методов, учесть нелинейные и краевые эффекты и тем самым минимизировать погрешность определения напряжений и перемещений [1].

Однако и при использовании численных методов прочностного анализа деталей машин и элементов конструкций из полимерных композитов, существует проблема получения исходных данных в виде модулей упругости, вязкости, пределов прочности, параметров скоростной чувствительности и т.д. для различных соотношений компонентов.

Весьма актуальной также является обратная задача – оптимизации состава материала, (главным образом, содержания армирующего наполнителя) композитных зубчатых колес по условию прочности исходя из заданной геометрии и условий нагружения. По нашему мнению, реализация такого подхода дополнила бы обычно практикуемый экспериментальный поиск оптимальных составов композиционных материалов по общим критериям [2, 3], что далеко не всегда учитывает специфику работы конкретных деталей.

С целью решения указанных проблем применительно к прочностному расчету композитных зубчатых колес, в настоящем сообщении описывается применение развиваемого авторами двухуровневого расчетного метода см. рисунок 1.

На 1-м (мезомеханическом) уровне постулируется повторяющийся и минимальный по размеру структурный элемент (ячейка периодичности) материала, при этом в основном характеризующий свойства исследуемого материала. Для структурного элемента записываются определяющие соотношения, учитывающие свойства отдельных компонент и структуру композита (размеры и форму армирующих включений, толщину межфазного слоя, плот-