

Н.В. МАТЮШЕНКО, к.т.н., доцент каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
А.В. ФЕДЧЕНКО, к.т.н., доцент каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
В.А. БЕРЕЖНОЙ, старший преподаватель каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
П.Н. КАЛИНИН, к.т.н., доц., профессор каф. ИМ Акад. ВВ МВД Украины, Харьков

**НЕКОТОРЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ
 ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА ДЛЗ**

В статье получено уравнение поверхности зубьев цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления (ДЛЗ) с циклоидальной продольной формой, нарезанных резцовой головкой. Форма зуба является огибающей однопараметрического семейства мгновенных положений исходного контура инструмента. Построен алгоритм вычисления толщины зуба.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, передача Новикова, две линии зацепления, циклоидальная продольная форма зуба, толщина зуба.

Актуальность задачи. Применение зубчатых колес с арочными зубьями, относящихся к зубьям с криволинейным продольным профилем, для наружного зацепления вместо косозубых колес является эффективным направлением повышения нагрузочной способности, долговечности и снижения уровня шума при работе зубчатых передач. Рабочая поверхность арочного зуба представляет собой поверхность, описываемую огибающей однопараметрического семейства мгновенных положений исходного контура инструмента, расположенной в плоскости перпендикулярной оси колеса, которая перемещается вдоль этой оси и поворачивается относительно этой же оси. Исходя из опыта работы автомобильных фирм (ЗИЛ, ГАЗ, ВАЗ, АЗЛК, "Форд", "Мерседес-Бенц", "Фольксваген", "Итен", "Шевроле"), локомотивостроительных заводов и других предприятий, использующих зубчатые трансмиссии, перевод приводных конических передач на передачи с криволинейными (круговыми) зубьями решил проблему повышения нагрузочной способности, износостойкости передач при сохранении бесшумности и плавности хода. По данным фирмы "Глисон" гипоидные и конические передачи с круговыми зубьями по основным характеристикам прочности, сопротивлению питтингу и задиру в 1,5-2 раза выше по сравнению с подобными косозубыми передачами. Известно, что эксплуатационные характеристики зубчатых передач Новикова, в том числе и с арочной формой зубьев, в значительной степени определяются геометрией рабочих поверхностей. Однако, как показывает практика, технические возможности арочных зубчатых передач Новикова еще далеко не исчерпаны и, в первую очередь, из-за отсутствия более строгой и более полной геометрической теории образования рабочих поверхностей зубьев. Совершенно естественно, что последним фактором в решающей степени сдерживается развитие технологической базы изготовления этого вида передач, а, следовательно, внедрение их в промышленность. В этой связи особую актуальность приобретает проблема создания полной и более общей геометрической теории, как формообразования зубьев, так и их рабочей поверхности с целью обеспечения в дальнейшем синтеза и анализа арочных передач в целом. Решение этой проблемы заключается в создании метода определения качественных показателей данной передачи еще на стадии ее проектирования, а также по найденной рациональной поверхности зубьев найти способы ее получения в производственных условиях.

Арочные зубья в настоящее время являются реальным резервом для дальнейшего повышения эффективности зубчатых передач. Они в равной мере могут использоваться как в цилиндрических, так и в конических передачах с

© Н.В. Матюшенко, А.В. Федченко, В.А. Бережной, П.Н. Калинин, 2014

эвольвентной и Новиковской системами зацепления. В конических передачах арочные зубья уже заняли господствующее положение. Арочные передачи сравнительно молодые. Более того, в ранее применявшихся арочных передачах не использовались в полной мере все заложенные в них резервы. Опытные передачи изготавливались с низким качеством, и не были разработаны способы и средства шлифования арочных зубьев. Одна из основных причин такого положения заключалась в отсутствии систематизированной научно-обоснованной (а не упрощенной инженерной) методики геометрических и прочностных расчетов.

Таким образом, актуальными и важными являются исследования в области создания и промышленного внедрения таких передач, позволяющих повысить долговечность зубчатых передач и производительность зубонарезания, снизить их себестоимость и металлоемкость.

Цель исследований. По заданным параметрам исходного контура фрезы и начальным параметрам зацепления моделируется алгоритм вычисления толщины зуба колеса для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления.

Решение задачи. Предварительные исследования [1] показали, что при аналитическом описании удобнее рассматривать рабочие поверхности зубьев, как ГМТ, полученное движением образующей, скользящей по направляющей винтовой линии, расположенной на начальном цилиндре, и остающейся при этом в плоскости, параллельной торцовой. При такой постановке образующая получается, как огибающая мгновенных положений торцового сечения инструментальной рейки. При этом (рисунок 1) исходный контур (ИК) преобразуется, дугам окружностей головки и ножки ИК соответствуют эллипса, начальной прямой соответствует прямая НПС, а номинальным точкам контакта N_{as} , N_f на ИК – точки N_{as} и N_{fs} .

Пусть $N_{as}(\bar{N}_{as})$ – винтовые проекции (рисунок 2) номинальных точек контакта (н.т.к.) на рабочей (нерабочей) стороне торцового профиля головки зуба колеса, а $\bar{N}_{as\pi}(\bar{N}_{as\pi})$ – винтовые проекции н.т.к. на рабочей (нерабочей) стороне нормального профиля головки зуба колеса. Обозначим также через $\bar{N}_{fs}(\bar{N}_{fs})$ – винтовые н.т.к. на рабочей (нерабочей) стороне торцового профиля ножки зуба колеса, а $\bar{N}_{fs\pi}(\bar{N}_{fs\pi})$ – винтовые н.т.к. на рабочей (нера-

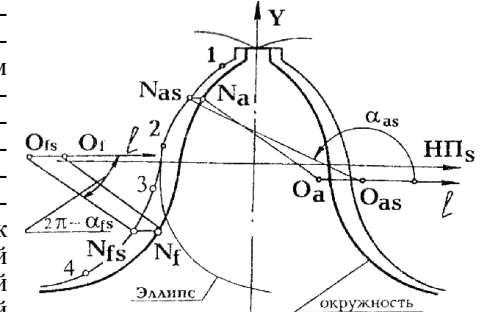


Рисунок 1 – Исходный контур и его аналог в торцовой плоскости

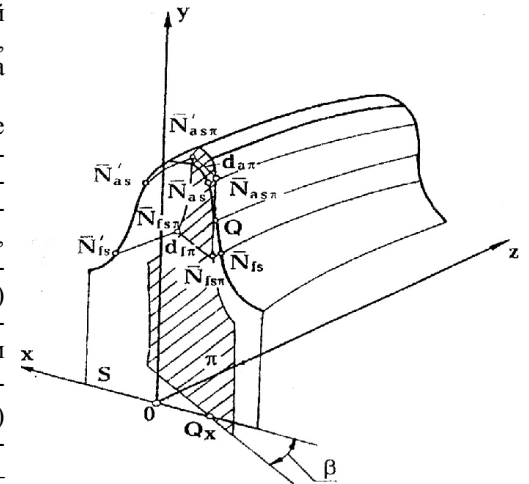


Рисунок 2 – Торцовое S и нормальное π сечения зуба колеса

бочей) стороне нормального профиля ножки зуба колеса. Тогда, по уравнению поверхности головки зуба колеса, а также положению винтовых проекций н.т.к. $N_{aS}(\bar{N}'_{aS})$, координаты $\bar{N}_{aS\pi}(\bar{N}'_{aS\pi})$ определяются следующим соотношением:

$$\begin{cases} x_{\bar{N}_{aS\pi}} = r_{ab} \cos(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{aS}^* ; \\ y_{\bar{N}_{aS\pi}} = r_{ab} \sin(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{aS}^* ; \\ z_{\bar{N}_{aS\pi}} = P\gamma_{aS}^* , \end{cases}$$

где $\alpha_S = \alpha_S(\alpha'_S)$ – полярный угол, определяющий положение $\bar{N}_{aS}(\bar{N}'_{aS})$ на торцовом сечении зуба рейки. Угол γ_{aS}^* находится как решение (методом простых итераций) уравнения $\gamma = Rr/p^2 \sin(\varphi_0 - \varphi - \gamma)$, в котором $\operatorname{tg}\varphi = y(\alpha_S)/x(\alpha_S)$, $x(\alpha_S)$ и $y(\alpha_S)$ – координаты н.т.к. \bar{N}_{aS} (н.т.к. \bar{N}'_{aS}) на рабочей (нерабочей) стороне головки зуба колеса, $\operatorname{tg}\varphi_0 = y_0/x_0$, x_0 и y_0 – координаты точки Q пересечения начального цилиндра с рабочей стороной торцового профиля зуба колеса, r_{ab} – радиус контактного цилиндра.

Расстояние $d_{a\pi}$ между точками $\bar{N}_{aS\pi}$ и $\bar{N}'_{aS\pi}$ толщина зуба в нормальном сечении в н.т.к. головки зуба колеса вычисляется по формуле:

$$d_{a\pi} = \sqrt{(X_{\bar{N}_{aS\pi}} - X_{\bar{N}'_{aS\pi}})^2 + (Y_{\bar{N}_{aS\pi}} - Y_{\bar{N}'_{aS\pi}})^2} .$$

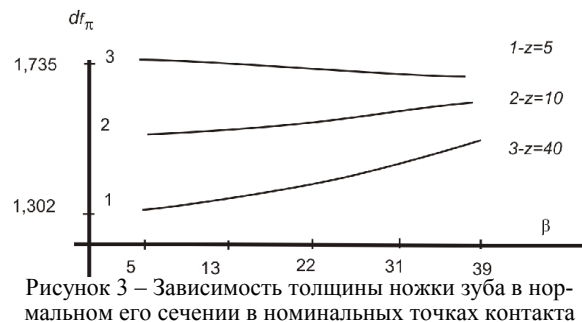
Аналогично рассуждая, находим координаты н.т.к. $\bar{N}_{jS\pi}(\bar{N}'_{jS\pi})$:

$$\begin{cases} x_{\bar{N}_{jS\pi}} = r_{jb} \cos(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{jS}^* ; \\ y_{\bar{N}_{jS\pi}} = r_{jb} \sin(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{jS}^* ; \\ z_{\bar{N}_{jS\pi}} = P\gamma_{jS}^* , \end{cases}$$

где $\alpha_S = \alpha_{jS}(\alpha'_{jS})$ – полярный угол, определяющий положение $N_{jS}(\bar{N}'_{jS})$ на торцовом сечении зуба рейки, γ_{jS}^* – решение уравнения $\gamma = Rr/p^2 \sin(\varphi_0 - \varphi - \gamma)$, в котором $\operatorname{tg}\varphi = y(\alpha_S)/x(\alpha_S)$, $x(\alpha_S)$ и $y(\alpha_S)$ – координаты н.т.к. \bar{N}_{jS} (н.т.к. \bar{N}'_{jS}) на рабочей (нерабочей) стороне торцового сечения ножки зуба колеса, r_{jb} – радиус контактного цилиндра.

Тогда, толщина $d_{f\pi}$ нормального сечения в н.т.к. ножки зуба колеса вычисляется по формуле:

$$d_{f\pi} = \sqrt{(X_{\bar{N}_{jS\pi}} - X_{\bar{N}'_{jS\pi}})^2 + (Y_{\bar{N}_{jS\pi}} - Y_{\bar{N}'_{jS\pi}})^2} .$$



На основании разработанного алгоритма построена моделирующая программа TOOTH_5. Пример ее реализации показан на рисунке 3.

Выводы. Разработан алгоритм, позволяющий по заданным параметрам исходного контура фрезы и начальным параметрам

зацепления вычислять толщину зуба колеса для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления. Получены первые метрологические характеристики зубьев зацепляющихся колес. Это позволяет улучшить гидродинамические характеристики передачи на стадии проектирования.

Список литературы: 1. Матюшенко Н.В. Моделирование формообразования поверхности зубьев передач Новикова ДЛЗ и его компьютерная реализация // microCAD'97. International Meeting on Information Technology. – Харьков, 1997. – С.190-194. 2. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В. Условие существования физического контакта в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2006. – №22. – С.139-146. 3. Дыгалю А.И., Демковский И.П., Матюшенко Н.В. Экстремальная теорема об определении точек контакта в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2008. – №29. – С.40-44. 4. Беляев А.И. Геометрический расчёт и технология нарезания колёс с арочными зубьями / А.И. Беляев, А.И. Сирицин, Д.А. Сирицин // Вестник машиностроения. – 1999. – №1 – С.3-8. 5. Сызранцев В.Н. Геометрическое исследование способа чистовой обработки арочных зубьев цилиндрических колес резцовыми головками с твердыми пластинами / В.Н. Сызранцев, К.В. Сызранцева, М.Р. Варшавский. – Курган, 1999. – 9с.: Ил. – рук. – Деп. в ВИНТИ 17.02.99, №505-В99. 6. Васильев В.М. Геометрия арочных зубьев цилиндрических передач, нарезаемых на экспериментальном зуборезном станке модели ЕЗ-67 / В.М. Васильев, Р.А. Мацей // Металлорежущие станки: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Киев, 1988. – Вып.16. – С.12-20. 7. Мацей Р.А. Уравнения активных поверхностей арочных зубьев цилиндрических зубчатых передач, нарезаемых способом непрерывного деления // Детали машин: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Киев, 1984. – Вып.38. – С.3-11. 8. V.N. Syzrantsev, Contact load and endurance of cylindrical gearing with arch-shaped teeth / Syzrantsev V.N., Syzrantseva K.V., Varshavsky M.R. / Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions. 5-9 April 2010, Chongqing, China. – P.425-43.

Поступила (received) 05.02.2014

УДК 621.833

А.А. МУХОВАТЫЙ, к.т.н., доцент каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля, Луганск

НЕЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С УЛУЧШЕННЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

В статье разработаны исходные контуры зубьев неэвольвентных цилиндрических зубчатых передач с улучшенными показателями нагрузочной способности, разработана математическая модель сравнительной оценки зубчатых передач по критериям нагрузочной способности таким, как потери мощности в зацеплении, толщина масляного слоя между рабочими поверхностями зубьев, заедания, удельная работа сил трения, износу рабочих поверхностей зубьев, контактной прочности рабочих поверхностей. Установлено, что критерии нагрузочной способности зубчатых передач, полученных с использованием предложенных исходных контуров, существенно выше критериев нагрузочной способности эвольвентных передач.

Ключевые слова: энергоёмкость, исходный контур, зубчатая передача, трение, потери, зацепление.

Актуальность задачи. Работоспособность и экономические показатели современных машин в различных отраслях в существенной мере зависят от показателей работоспособности зубчатых приводов. Создание зубчатых передач с улучшенными показателями работоспособности обеспечивает совершенствование не только приводов, но и машин в целом, и это актуально для современного машиностроения. Одним из направлений совершенствования зубчатых приводов является разработка зубчатых передач с улучшенными показателями нагрузочной способности.

© А.А. Муховатый, 2014