

Р.А. МАЦЕЙ, к.т.н., доцент каф. подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин ОГАСА, Одесса;

ТОМАС ШТЕЛЕ, доктор-инженер, главный инженер, руководитель отдела исследований института станков в университете Штутгарта, Германия;

А.Г. ДОБРИНСКИЙ, к.т.н., научный сотрудник отдела исследований института станков в университете Штутгарта;

А.В. КОВРА, инженер, старший преподаватель каф. автомобильного транспорта, ОНПУ, Одесса

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЭВОЛЬВЕНТНАЯ ПЕРЕДАЧА С АРОЧНО-ВИНТОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

В статье рассмотрено повышение нагрузочной способности цилиндрической эвольвентной зацепления с арочными зубьями за счет оптимизации геометро-кинематических и прочностных характеристик. Поставленная цель достигается за счет того, что вдоль ширины венца колеса арочная часть зуба, расположенная в средней части ширины венца, сопряжена с косозубыми полушвернами, что увеличивает толщину и прочность зубьев на торцах и снижает концентрацию контактных напряжений и виброактивность зацепления под действием внешней нагрузки.

Ключевые слова: цилиндрическая эвольвентная передача, арочные зубья, геометро-кинематические характеристики, нарезание зубьев пальцевой фрезой.

Введение. Актуальность задачи. Современное машиностроение требует постоянного совершенствования существующих, а также создания качественно новых типов передач зацеплением повышенной нагрузочной способности и эксплуатационной надежности. Анализ работ в области расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации зубчатых передач позволяет выделить три основных направления их совершенствования за счет: улучшения физико-механических характеристик материала зубчатых колес, повышения точности изготовления, улучшения геометро-кинематических характеристик зацепления. Возможности первых двух направлений ограничены ввиду повышенной стоимости и дефицитности высококачественных материалов, а также больших затрат, связанных с увеличением точности изготовления зубчатых колес. Ужесточение допусков на точностные показатели зацепления и положение валов во многих случаях не гарантирует нормальную работу привода в целом ввиду упругих перемещений его деталей под нагрузкой. Последнее приводит к нарушению номинального относительного положения контактирующих зубьев, которое изменяется в зависимости от режима внешней нагрузки. Вследствие этого геометрические условия в области контакта, независимо от точности изготовления деталей передачи за счет деформационных погрешностей, отличаются от оптимальных.

Наиболее экономичным является повышение нагрузочной способности зацепления за счет оптимизации геометро-кинематических характеристик.

В этой связи использование цилиндрических эвольвентных зацеплений с модифицированными арочными зубьями представляет одно из целесообразных направлений конструирования передач с улучшенными показателями.

Анализ литературы. Оптимальный выбор геометрических, конструктивных и технологических параметров зацепления, влияющих на качественные показатели, является многокритериальной задачей и зависит от конкретного вида и назначения передачи.

© Р.А. Мацей, Томас Штеле, А.Г. Добринский, А.В. Ковра, 2015

В исследовании геометрии цилиндрических эвольвентных зацеплений с арочными зубьями и способов их нарезания достигнуты значительные успехи [1-4]. Однако цилиндрическим передачам, зубья которых имеют арочную форму вдоль ширины венца колеса и эвольвентный профиль в сечениях, плоскостями параллельными торцу, присущи следующие недостатки. Область существования цилиндрических эвольвентных передач, арочные зубья которых нарезаются лезвийным инструментом, существенно ограничена в связи с отсутствием возможности нарезания арочных зубьев с необходимым смещением исходной производящей поверхности, что не позволяет на стадии проектирования передачи варьировать за счет смещения инструмента качественными показателями зубчатого зацепления [1-3]. Кроме этого, способ нарезания лезвийным инструментом имеет технологические ограничения на величину радиуса резцовой головки. При нарезании колес резцовыми головками с малыми радиусами вращения лезвийного инструмента возникает обратное резание, что не позволяет достичь больших коэффициентов осевого перекрытия в передаче.

В случае нарезания арочных зубьев пальцевой фрезой [4] с такой же геометрией, как и при нарезании лезвийным инструментом, зубчатая передача, при больших коэффициентах осевого перекрытия вблизи торцов, имеет пониженную изгибную выносливость арочных зубьев, т.к. основная толщина зубьев в сечениях в направлении действия распределенной контактной нагрузки в зацеплении вблизи торцов, существенно уменьшается по сравнению с их основной толщиной в сечениях плоскостями перпендикулярными осям вращения колес.

В ряде случаев, улучшение качественных характеристик таких передач может быть достигнуто за счет использования арочно-винтовой формы зубьев с продольной и профильной модификацией, позволяющей увеличить коэффициент осевого перекрытия и толщину зубьев на торцах в направлении действия распределенной контактной нагрузки, снизить концентрацию нагрузки в зацеплении, что обеспечит повышение контактной и изгибной прочности, с учетом влияния на нагрузочную способность технологических и деформационных погрешностей зацепления (рисунок 1).

Постановка задачи. В основу предлагаемой цилиндрической эвольвентной передачи внешнего зацепления с арочно-винтовыми зубьями, формообразование рабочих и переходных поверхностей которых осуществляется пальцевой фрезой, поставлена задача разработать такую геометрию зубчатого зацепления, которая:

- позволит на стадии проектирования передачи использовать уже имеющиеся блокирующие контуры, разработанные для эвольвентных прямозубых и косозубых

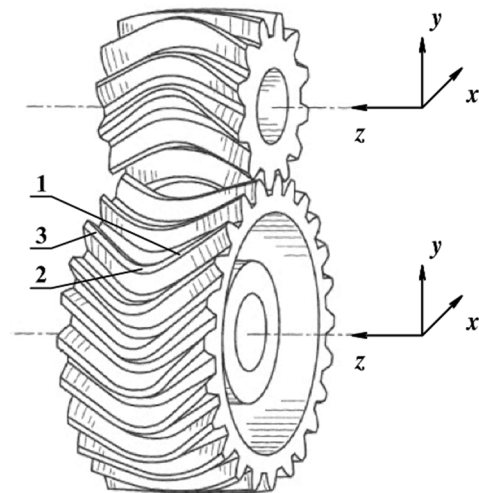


Рисунок 1 – Цилиндрическая эвольвентная передача с арочно-винтовыми зубьями: 1,3 – косозубые участки; 2 – арочный участок зуба

колес, и варьировать в определенных пределах, как выбором рабочих участков эвольвентного профиля, так и геометрией зуба вдоль ширины венца колеса, влияя тем самым на качественные показатели зубчатой передачи с эвольвентными арочно-винтовыми зубьями с целью оптимизации ее геометро-кинematicких и прочностных характеристик;

- обеспечит возможность проектирования и изготовления цилиндрических эвольвентных передач с арочно-винтовыми зубьями, имеющих большие значения коэффициентов осевого перекрытия по сравнению с арочными зубьями, нарезаемыми лезвийным инструментом, а, следовательно, уменьшит удельную контактную нагрузку в зацеплении и повысит плавность работы передачи за счет более равномерного перераспределения суммарной жесткости и удельной контактной нагрузки в процессе цикла пересопрежения зубьев в зацеплении;

- обеспечит достижение значительных величин коэффициента осевого перекрытия передачи, независимо от технологических ограничений, регламентируемых величиной радиуса вращения лезвийного инструмента резцовой головки;

- для передач с большим коэффициентом осевого перекрытия эвольвентных арочных зубьев, колеса которых нарезаются пальцевой фрезой, исключит уменьшение толщины арочного зуба на торцах в сечениях в направлении действия удельной контактной нагрузки, увеличив на этих участках изгибную выносливость зубьев за счет использования на основном цилиндре формообразующей винтовой линии с постоянным шагом, формирующей косоугольные участки арочного зуба вблизи торцов;

- в зависимости от целевого назначения передачи и принятых при проектировании качественных критериев, учитывая технологические ограничения, обеспечит на основном цилиндре, вдоль ширины венца колеса, возможность различного сочетания длин сопряженных участков теоретической винтовой линии арочно-винтового зуба, имеющей на участках вблизи торцов постоянный, а в средней части основного цилиндра – переменный шаг винтовой линии.

Поставленная задача достигается за счет того, что в параметрическом виде пространственная форма боковых, выпуклой и вогнутой поверхностей арочно-винтовых зубьев цилиндрической эвольвентной передачи, образуется путем двух, кинематически связанных – поступательного и вращательного движений – жестко связанных между собой двух плоских кривых, каждая из которых состоит из сопряженных эвольвентного и переходного участков.

Плоские кривые представляют собой одноименный и разноименный профили плоского сечения арочно-винтового зуба плоскостью, параллельной торцу. На рисунке 2 показана развертка с основного цилиндра винтовых линий 1, 2 с переменным на всей длине шагом на плоскость зацепления, являющихся основаниями эвольвентных боковых, выпуклой и вогнутой поверхностей арочного зуба для передач с большими коэффициентами осевого перекрытия.

На рисунке 3 показана развертка двух винтовых линий с основного цилиндра на плоскость зацепления, каждая из которых включает прямолинейные 1, 3 и криволинейный 2 участки на боковой поверхности арочно-винтового зуба в сечении плоскостью зацепления.

На рисунке 4 показана развертка винтовой линии с основного цилиндра на плоскость зацепления, являющаяся контактной линией сопрягающейся пары арочно-винтовых зубьев. Здесь: $as, a's'$ – прямолинейные участки; ss' – криволинейный участок; r_i – радиус криволинейного участка; b_w – ширина

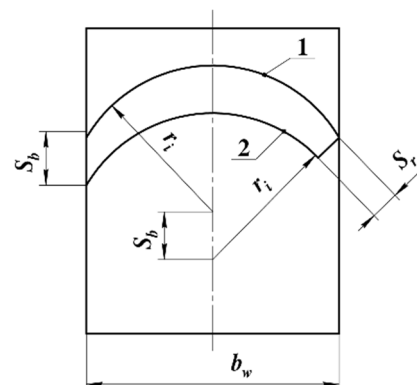


Рисунок 2 – Развертка с основного цилиндра винтовых линий 1, 2 с переменным на всей длине шагом на плоскость зацепления:
 r_i – радиус; S_b – толщина зуба в торцевом сечении; S_r – толщина зуба в радиальном направлении действия контактной нагрузки; b_w – ширина венца колеса

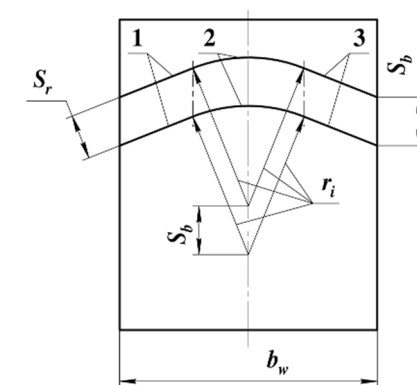


Рисунок 3 – Развертка двух винтовых линий с основного цилиндра на плоскость зацепления:
 1, 3 – прямолинейные участки; 2 – криволинейный участок; r_i – радиус; S_b – толщина зуба в торцевом сечении; S_r – толщина зуба в радиальном направлении действия контактной нагрузки; b_w – ширина венца колеса

венца колеса; s, s' – точки сопряжения прямолинейных и криволинейного участка; \hat{z}_t, \bar{z}_t – текущие координаты контактной линии, в рассматриваемом сечении, плоскостью зацепления относительно перпендикулярной ей плоскости симметрии cc' соответственно для криволинейного и прямолинейного участка; z_s – расстояние точки сопряжения s прямолинейного и криволинейного участков от плоскости симметрии cc' .

На рисунке 5 показано произвольно расположенное плоское сечение арочно-винтового зуба плоскостью, перпендикулярной оси вращения колеса, включающее одноименный 1 и разноименный 2 эвольвентные профили.

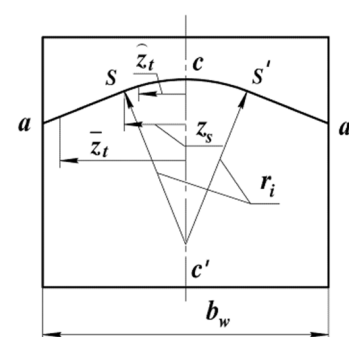


Рисунок 4 – Развертка винтовой линии с основного цилиндра на плоскость зацепления, представляющей собой контактную линию сопрягающейся пары арочно-винтовых зубьев

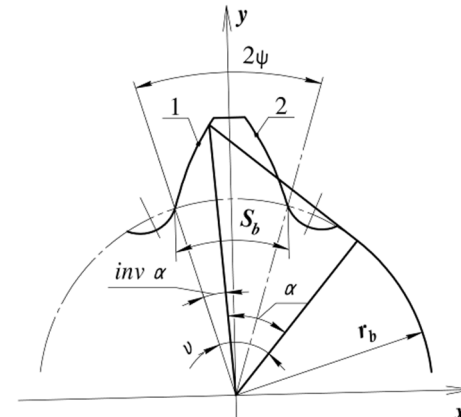


Рисунок 5 – Плоское сечение арочно-винтового зуба плоскостью, перпендикулярной оси вращения колеса

Жестко связанные разноименный и одноименный профили 1, 2 плоского сечения (рисунок 5), совершая одновременно поступательное, вдоль оси вращения колеса, и вращательное движения вокруг этой оси, описывают выпуклую и вогнутую боковые поверхности арочно-винтового зуба. Взаимосвязь поступательного и вращательного движений плоского сечения обусловлена формой винтовой линии, лежащей на основном цилиндре, при этом на участках, вблизи торцов, шаг винтовых линий постоянный, а между этими участками, в средней части ширины венца колеса, шаг винтовой линии переменный. Развертка с основного цилиндра винтовой линии теоретического основания эвольвентной поверхности арочно-винтового зуба на плоскость рабочего зацепления представляет собой контактную линию переспрягающихся в зацеплении арочно-винтовых зубьев, состоящую из двух прямолинейных и криволинейного (в частности дугового) участков, сопряженных между собой в точках сопряжения s, s' (рисунок 4). Величина и соотношение длин прямолинейных as, as' и криволинейного ss' участков контактной линии (рисунок 4) устанавливается так, чтобы наилучшим образом удовлетворить принятым, при проектировании зубчатой передачи, критериям, зависящим от ее целевого назначения, учитывая при этом технологические и геометро-кинематические ограничения.

При описании пространственных боковых, выпуклых и вогнутых эвольвентных рабочих поверхностей арочно-винтового зуба в координатной форме, в параметрическом виде, в качестве двух независимых параметров выбраны: v – угол развернутости эвольвенты плоского одноименного и разноименного эвольвентного профиля (рисунок 5) и положение плоского сечения арочно-винтового зуба \bar{z}_t или \bar{z}_t относительно плоскости симметрии cc' , расположенной на середине ширины венца колеса и перпендикулярной оси его вращения (рисунок 4). Здесь \bar{z}_t – координата рассматриваемого сечения на дуговой части контактной линии, а \bar{z}_t – координата рассматриваемого сечения на прямолинейной части контактной линии. Система уравнений, описывающая координаты профилей 1, 2 плоского сечения (рисунок 5), рассматриваемого арочно-винтового зуба в плоской системе координат x, y , как функции параметра v , имеет вид

$$x_{1,2} = \text{sign} \cdot r_b \cdot [\cos(\psi) \cdot (\sin v - v \cdot \cos v) - \sin(\psi) \cdot (\cos v + v \cdot \sin v)]; \quad (1)$$

$$y_{1,2} = r_b \cdot [\sin(\psi) \cdot (\sin v - v \cdot \cos v) + \cos(\psi) \cdot (\cos v + v \cdot \sin v)], \quad (2)$$

где sign – константа, которой присваивается значение +1 или -1, в зависимости от рассматриваемого профиля 1 или 2 (рисунок 5); r_b – радиус основной окружности эвольвентного профиля; 2ψ – центральный угол, соответствующий основной окружной толщине плоского сечения арочно-винтового зуба, в любом сечении вдоль ширины венца колеса, плоскостью, параллельной торцу).

Одновременное поступательное движение вдоль оси вращения колеса, характеризующееся координатой \bar{z}_t или \bar{z}_t , в зависимости от рассматриваемого участка (рисунок 4), и вращательное движение Δ (угол поворота) плоского сечения зуба, ограниченного двумя боковыми эвольвентными профилями, вокруг оси вращения колеса, образуют пространственную боковую, эвольвентную, выпуклую и вогнутую поверхность арочно-винтового зуба и связаны между собой следующими соотношениями, вытекающими из рассмотрения геометрии контактной линии, включающей прямолинейный as и криволинейный участок sc (рисунок 4).

На дуговом участке sc контактной линии

$$\widehat{\Delta}(\bar{z}_t) = r_i \cdot \left\{ 1 - \left[1 - \left(\bar{z}_t / r_i \right)^2 \right]^{0,5} \right\} / r_b, \quad (3)$$

где \bar{z}_t – текущая координата рассматриваемого сечения на дуговой части контактной линии; r_i – радиус дуговой части контактной линии; r_b – радиус основной окружности эвольвентных профилей плоского сечения арочно-винтового зуба.

На прямолинейном участке контактной линии as :

$$\bar{\Delta}(\bar{z}_t) = \left\{ (\bar{z}_t - z_s) \cdot z_s / \left\{ r_i \cdot \left[1 - \left(z_s / r_i \right)^2 \right]^{0,5} \right\} + r_i \cdot \left\{ 1 - \left[1 - \left(z_s / r_i \right)^2 \right]^{0,5} \right\} \right\} / r_b, \quad (4)$$

где \bar{z}_t – текущая координата рассматриваемого сечения на прямолинейной части контактной линии; z_s – координата точки сопряжения прямолинейного и криволинейного участков, отсчитываемая от плоскости симметрии cc' по направлению к торцу.

Следовательно, система уравнений, описывающая координаты эвольвентной, боковой, выпуклой и вогнутой пространственной поверхности пространственного арочно-винтового зуба на дуговом участке контактной линии $0 \leq \bar{z}_t \leq z_s$ выразятся следующими соотношениями:

$$\widehat{x}_\Delta = x_{1,2} \cdot \cos \widehat{\Delta}(\bar{z}_t) + y_{1,2} \cdot \sin \widehat{\Delta}(\bar{z}_t); \quad (5)$$

$$\widehat{y}_\Delta = -x_{1,2} \cdot \sin \widehat{\Delta}(\bar{z}_t) + y_{1,2} \cdot \cos \widehat{\Delta}(\bar{z}_t); \quad (6)$$

$$\widehat{z}_\Delta = \bar{z}_t, \quad (7)$$

а на прямолинейном участке контактной линии $z_s \leq \bar{z}_t \leq 0,5 \cdot b_w$ в следующем виде:

$$\bar{x}_\Delta = x_{1,2} \cdot \cos \bar{\Delta}(\bar{z}_t) + y_{1,2} \cdot \sin \bar{\Delta}(\bar{z}_t); \quad (8)$$

$$\bar{y}_\Delta = -x_{1,2} \cdot \sin \bar{\Delta}(\bar{z}_t) + y_{1,2} \cdot \cos \bar{\Delta}(\bar{z}_t); \quad (9)$$

$$\bar{z}_\Delta = \bar{z}_t. \quad (10)$$

На технологическо-экспериментальном этапе исследовательского проекта, финансируемого немецким научным обществом DFG, были проведены работы по изготовлению опытного образца шестеренного насоса с цилиндрическим эвольвентным зацеплением с арочной формой зубьев (рисунки 6,7).

Операция фрезерования арочных зубьев производилась на 5-ти координатном фрезерном обрабатывающем центре типа DMU 85 monoBlock с программным управлением (производитель фирма DMG MORI SEIKI), с использованием программного пакета "gear Mill" фирмы DMG, обеспечивающих точность изготовления цилиндрических зубчатых колес от 1 до 6 степени точности по стандарту DIN (в зависимости от диаметра делительной окружности) с твердостью 60-65HRC.

Фрезерная обработка рабочих и переходных поверхностей арочных зубьев шестеренного насоса выполнялась стандартными цилиндрическими твердосплавными фрезами с различными формами режущих поверхностей. Заготовки колес предварительно прошли термическую обработку – улучшение до твердости 45HRC.

После завершения всего цикла зубообработки, проводился контроль геометрии зубчатого венца измерительной системой обрабатывающего центра

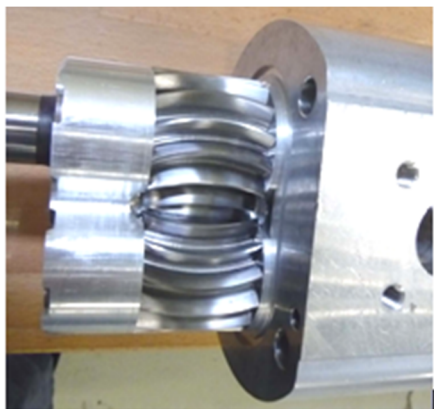


Рисунок 6 – Сборка шестеренного насоса



Рисунок 7 – Черновое фрезерование арочных зубьев

DMU85. Измерения шероховатости рабочих поверхностей зубьев на приборе Talysurf фирмы Taylor Hobson составили 0,18-0,20 единиц по шкале Ra .

Измерения точности геометрии зуба производились на трехкоординатной измерительной машине Carl Zeiss Prismo и показали, что погрешность эвольвентного профиля и погрешность формы и расположения контактной линии арочного зуба лежит в интервале 0,002...0,009мм, что соответствует допускам IT5-IT6 по стандарту DIN и ISO 286.

Увеличение контактной и изгибной выносливости, коэффициента осевого перекрытия, плавности пересопряжения, снижение виброактивности зубчатого зацепления за счет вариации углов наклона полушевронов, величины и соотношения сопряженных длин шевронных и арочной частей арочно-винтового зуба зависит от целевого назначения и выбранных при проектировании качественных критериев передачи.

Сравнивая различные подходы повышения долговечности зубчатых зацеплений видим, что повышение точности эффективно в случае, когда деформационные погрешности невелики, использование высококачественных материалов при изготовлении зубчатых колес, влияющих на соотношение – прирост долговечности/стоимость, в большинстве случаев экономически неоправданно. Наиболее целесообразным является оптимизация формы и размеров пятна контакта за счет модификации зубьев, снижающей концентрацию контактных напряжений и виброактивность зацепления под действием внешней нагрузки, что оказывает существенное влияние на увеличение ресурса передачи. В этой связи отметим, что при нарезании зубьев пальцевой фрезой малая производительность указанного способа компенсируется универсальностью получения геометрии рабочих поверхностей зубьев с любой пространственной модификацией без использования дополнительных инструментов. Технология изготовления передач с арочно-винтовыми зубьями на станке модели DMU 85 может быть оправдана при создании энергонасыщенных редукторных механизмов, выпускающихся в небольшом количестве, например, в редукторах вертолета, обладающих повышенной податливостью, влияющей на геометрические условия в контакте, а, следовательно, и концентрацию нагрузки в зацеплениях, зубья которых необходимо модифицировать [5], где соотношение масса/передаваемая мощность является одним из основных критериев.

Выводы:

1. Для цилиндрических эвольвентных передач с арочными зубьями, нарезаемых пальцевой фрезой, предложена геометрия и выведены уравнения боковых поверхностей зубьев, позволяющая при увеличении коэффициента осевого перекрытия повысить изгибную прочность эвольвентных арочных зубьев у торцов.

2. За счет возможного увеличения коэффициента осевого перекрытия увеличивается суммарная длина контактных линий, следовательно, снижается удельная контактная нагрузка в зацеплении и улучшается плавность пересопряжения зубьев.

Список литературы: 1. Сидоренко А.К. Зубчатая передача "70-НКМЗ". – М.: Машиностроение, 1984. – 78с. 2. Мачей П.А. Исследование цилиндрического эвольвентного зацепления с арочными зубьями // Цилиндрические передачи с арочными зубьями. Расчет, проектирование, изготовление: Тез. докл. зонального семинара. – Курган, 1983. – 21с. 3. Беляев А.И., Емельянов Ю.В. Тяговая арочная эвольвентная цилиндрическая передача локомотивов // Вестник ВНИИЖТ. – 1994. – №2. – С.41-45. 4. Плахтин В.Д., Давыдов А.П., Паршин А.Н. Изготовление зубчатых колес с арочными зубьями с применением пальцевых фрез // Технология машиностроения. – 2008. – №6. – С.12-15. 5. Калинин Д.В., Ананьев В.М., Кожаринов Е.В. Обоснование выбора параметров продольной модификации косозубых передач в трансмиссиях вертолетов // Вестник двигателестроения. – 2013. – №2. – С.17-19.

Bibliography (transliterated): 1. Sidorenko A.K. Zubchataya peredacha "70-NKMZ". – Moscow: Mashinostroenie, 1984. – 78p. 2. Macej P.A. Issledovanie cilindricheskogo jevol'ventnogo zacepljenja s arochnymi zub'jami // Cilindricheskie peredachi s arochnymi zub'jami. Raschet, proektirovanie, izgotovlenie: Tez. dokl. zonal'nogo seminar. – Kurgan, 1983. – 21p. 3. Beljaev A.I., Emel'janov Ju.V. Tjagovaja arochnaja jevol'ventnaja cilindricheskaja peredacha lokomotivov // Vestnik VNIIZhT. – 1994. – No2. – P.41-45. 4. Plahutin V.D., Davydov A.P., Parshin A.N. Izgotovlenie zubchatyh koles s arochnymi zub'jami s primeneniem pal'cev'nyh frez // Tehnologija mashinostroenija – 2008. – No6. – P.12-15. 5. Kalinin D.V., Anan'ev V.M., Kozharinov E.V. Obosnovanie vybora parametrov prodol'noj modifikacii kosozub'nyh peredach v transmissijah ver-toletov // Vestnik dvigatelestroenija. – 2013. – No2. – P.17-19.

Поступила (received) 30.04.2015