

Список літератури: 1. *Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рехсдел К.* Оптимізація в техніці. В 2-х кн. Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 350с. 2. *Хог Э., Арора Я.* Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции. – М.: Мир, 1983. – 480с. 3. *Калинін П.М.* Оптимально-раціональне проектування зубчастих редукторів трансмісії автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ" ХПІ": 36. наук. праць. – Харьков, 2012. – Вып.35. – С.51-58. 4. *Калинін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Про можливість і методи забезпечення плавності зацеплення приводних зубчастих передач // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2010. – Вып.27. – С.81-88. 5. *Калинін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* До питання оптимального синтезу планетарної зубчастої передачі // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харьков, 2007. – Вып.21. – С.221-229. 6. *Вахламов В.К.* Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр "Академия", 2006. – 480с. 7. *Калинін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Система експрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ" ХПІ": 36. наук. праць. – Харьков, 2008. – Вып.28. – С.116-120. 8. *Калинін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В.* Оцінка працездатності та оптимізація параметрів зубчастих пар коробки передач автомобіля // Вісник НТУ "ХПІ": 36. наук. праць. – Харьков, 2012. – Вып.36. – С.70-73.

Надійшла до редколегії 03.05.2013

УДК 621.831

До питання оптимально-раціонального проектування коробки передач автомобіля / П.М. Калинін, М.С. Сергієнко, Ю.В. Жережон-Зайченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.49-53. – Бібліогр.: 8 нав.

В работе приведены результаты оптимально-рационального проектирования зубчатых передач коробки передач автомобиля ЗиЛ-4327 с целью улучшения ее эксплуатационных характеристик.

Ключевые слова: оптимізація, коробка передач, напруження, работоспособность.

Results of optimum and rational design for tooth gearings of a gear box of the car ZiL-4327 are given in work for the purpose of improvement of its operational characteristics.

Keywords: optimization, gear box, stress, working capacity.

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., доц., заведующий лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, Ростов-на-Дону, Россия;
Д.А. ГАЗЗАЕВ, инженер НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ

ПРИМЕНЕНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО ПАКЕТА ANSYS К ОЦЕНКЕ ИЗГИБНОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ АРОЧНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

С помощью конечно-элементного пакета ANSYS показано, что величина и направление продольной кривизны арочного зуба практически не оказывает влияния на его напряженно-деформированное состояние. Подтверждено, что напряжения сжатия в основании нерабочей стороны зуба по абсолютной величине существенно превышают напряжения растяжения с рабочей стороны. Установлено, что для реек передач Новикова параметры исходного контура по ГОСТ 30224-96 близки к оптимальным, а параметры исходного контура Дон-63 не являются оптимальными.

Ключевые слова: арочный зуб, моделирование, напряженность.

Введение. Цилиндрическим зубчатым передачам с арочными зубьями (далее – арочные передачи), несмотря на целый ряд их достоинств, в литературе уделено незаслуженно мало внимания: исследования касаются, в основном, способов нарезания арочных зубьев и в некоторой степени их обобщенной геометрии. Поэтому весьма актуальным является анализ с помощью современных численных методов напряженности арочных зубьев, в частности, в их основании, что позволит более объективно подходить к использованию данных передач.

© В.И. Короткин, Д.О. Газзаев, 2013

Анализ литературы. В ряде работ ([1]-[3] и др.) отмечаются такие достоинства арочных передач, как: повышенная плавность зацепления и в связи с этим улучшенные шумовые и виброакустические характеристики передачи в работе; возможность самоустановки колес пары и благодаря этому более равномерное по сравнению с косозубыми передачами распределение нагрузки вдоль сопряженных поверхностей зубьев; пониженная чувствительность к перекосам осей колес при монтаже; простота достижения модификации сопряженных поверхностей за счет, например, использования резцовых головок с разными для нарезания шестерни и колеса номинальными диаметрами; отсутствие осевых усилий в зацеплении; компактность по сравнению с шевронными передачами благодаря отсутствию технологической канавки между полушестернями и др.

Все это предопределило отмеченную на практике повышенную нагрузочную способность арочных передач и позволило осуществить ряд внедрений [2] – в приводах гидронасоса и воздушного винта вентиляционно-оросительной самоходной установки УМП1А, приводе дробилки, в проходческих и очистных комплексах типа КОВ25, ПВ1000 и КПВ6, в качестве тяговой передачи магистрального тепловоза типа 2ТЭ и др.

В работе [1] приведены сведения о контактных расчетах арочных зубьев с начальным теоретически точечным контактом, где обоснованно использованы в качестве критериальных эффективные контактные напряжения.

Заслуживает особого внимания работа [3], в которой авторы утверждают, что при нагрузке арочного зуба со стороны выпуклой (в продольном направлении) стороны напряжения растяжения в корне зуба существенно меньше, чем при нагрузке с вогнутой стороны, а напряжения сжатия на противоположной (нерабочей) стороне зуба значительно превышают по абсолютной величине напряжения растяжения.

Цель статьи. Имея в своем распоряжении отлаженный конечно-элементный пакет ANSYS и высокопроизводительную вычислительную технику (кластеры), мы задались целью проверить указанные в [3] утверждения, используя в качестве объектов исследования арочные зубья как передач эвольвентных, так и Новикова, поскольку подобный анализ непосредственно касается прочностных расчетов на изломную прочность данных зубьев.

Постановка задачи. С целью упрощения поставленной задачи и без ущерба для ожидаемых результатов в ряде случаев приняты профили зубьев исходных реек. Задача решалась как симметричная для случая действия сосредоточенной силы по центру зубчатого венца и для случая действия распределенной вдоль зуба нагрузки, что моделировалось нажатием на зуб индентором, имеющим рабочую поверхность с заданными главными кривизнами.

Материалы и результаты исследований. В приповерхностном слое зуба и индентора выделялась зона регулярного разбиения, которая в виде участков, эквидистантных поверхности, углублялась внутрь тел на некоторую величину. Для построения поверхности зуба использовалась сплайн-интерполяция второго порядка. КЭ-модель формировалась с применением квадратичных элементов SOLID95 и контактной пары CONTA174-TARGE170. Граничные условия для зуба определялись жесткой заделкой его подошвы. Для индентора ставились следующие граничные условия: нагрузка прилагалась к поверхности индентора, перпендикулярной нормали к поверхности зуба в точке первоначального контакта, а указанная поверхность индентора перемещалась параллельно самой себе строго в направлении действия нормальной силы.

Реечный профиль для эвольвентных зубьев принимался по ГОСТ 13755-81. Сосредоточенная нормальная сила F_n прикладывалась, как это предусмотрено расчетным стандартом [4], к вершинной кромке зуба под углом $\alpha = 20^\circ$ к начальной плоскости. Схема показана на рисунке 1, где обозначено: b_w – общая длина зуба (включая оба полушеврона), r_z – продольный радиус вогнутого или выпуклого зуба.

Напряжения в сечении действия силы вычисляли как на растянутой стороне корня зуба (σ_p), так и на сжатой (σ_c). Помимо этого на растянутой стороне определяли т.н. приведенное (критериальное) напряжение σ_{np} , равное $\sigma_{np} = \sigma_y / \sqrt{1 - \mu + \mu^2}$ [5], где σ_y – эквивалентное напряжение по энергетической теории прочности, μ – коэффициент Пуассона. Напряжения σ_p и σ_c определяли как сумму $\sigma_x + \sigma_y$ составляющих напряжений в принятой системе координат. Таким образом находили объемный коэффициент формы зуба при растяжении (изгибе) $Y_V = \sigma_p m^2 / F_t$ и соответствующий приведенный объемный коэффициент формы зуба $Y_{VE} = \sigma_{np} m^2 / F_t$,

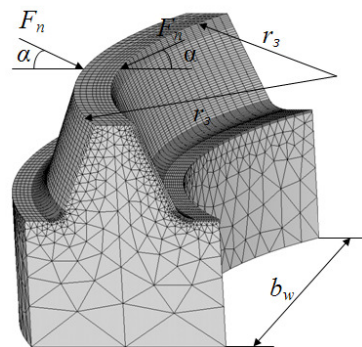


Рисунок 1 – Модель нагружения арочного зуба рейки сосредоточенной силой F_n

где m – модуль зацепления, F_t – действующее окружное усилие $F_t = F_n \cos \alpha$.

В таблице 1 приведены результаты вычислений напряжений и коэффициентов формы зуба рейки, а в таблице 2 – то же для зубчатых колес с числом зубьев $z=18$ и $z=25$ при $m = 1\text{мм}$, $b_w = 25\text{мм}$, $F_t = 3000\text{Н}$ (для колес расчетные углы действия силы отличались от угла α [5]). Радиусы r_z принимались с учетом толщины вершины зуба и обеспечивали практически применяемые для арочных передач углы наклона зубьев на торцах в диапазоне $20^\circ \dots 45^\circ$.

Для сравнения в таблицах 1,2 приведены данные для прямого зуба, получаемого как частный случай при выполнении радиуса r_z большого размера. Из таблиц 1,2 следует, что приведенный объемный коэффициент Y_{VE} (как, впрочем, и коэффициент Y_V) практически не зависит от направления и величины выпуклости зуба (включая частный случай прямого зуба), что не согласуется с выводами из работы [3]. Что касается напряжений на сжатой стороне зуба, то они по абсолютной величине (знак "минус" опущен) заметно превосходят напряжения растяжения на рабочей стороне, что вполне согласуется с выводами из работы [3].

Таблица 1 – Значения напряжений и объемных коэффициентов формы зуба при действии сосредоточенной силы на зуб рейки с исходным контуром по ГОСТ 13755-81 при $m = 1\text{мм}$, $b_w = 25\text{мм}$, $F_t = 3000\text{Н}$

Тип зуба	r_z , мм	σ_p , МПа	Y_V	σ_{np} , МПа	Y_{VE}	σ_c , МПа
Вогнутый	17,7	2143	0,714	2256	0,752	2555
	35,7	2175	0,725	2294	0,765	2556
	18,3	2138	0,713	2276	0,759	2481
Выпуклый	36,3	2217	0,739	2349	0,783	2645
	18000	2181	0,727	2294	0,765	2537

Таблица 2 – Значения напряжений и объемных коэффициентов формы зуба при действии сосредоточенной силы на зуб эвольвентных колес $z = 18$ и $z = 25$ с исходным контуром по ГОСТ 13755-81, $m = 1\text{мм}$, $b_w = 25\text{мм}$, $F_t = 3000\text{Н}$

Тип зуба	z	r_z , мм	σ_p , МПа	Y_V	σ_{np} , МПа	Y_{VE}	σ_c , МПа
Вогнутый	18	17,7	2401	0,800	2519	0,840	3392
		35,7	2458	0,819	2610	0,870	3406
		18,3	2427	0,809	2592	0,864	3219
Выпуклый	18	36,3	2474	0,825	2615	0,872	3331
		36000	2479	0,826	2623	0,874	3379
Вогнутый	25	17,7	2321	0,774	2457	0,819	3181
		35,7	2370	0,790	2511	0,837	3189
		18,3	2344	0,781	2525	0,842	3038
Выпуклый	25	36,3	2403	0,801	2546	0,849	3114
		36000	2390	0,797	2567	0,856	3131

Рассмотрим теперь случай действия на зуб распределенной нагрузки (симметричная контактная задача), для чего используем два индентора – для вогнутой стороны зуба (рисунок 2,а) и для выпуклой стороны (рисунок 2,б). Инденторы имеют продольный радиус ρ_1 выпуклого (вогнутого) участка и поперечный радиус ρ_2 , соответствующий радиусу эвольвентного участка ножки зуба парного сопрягаемого колеса.

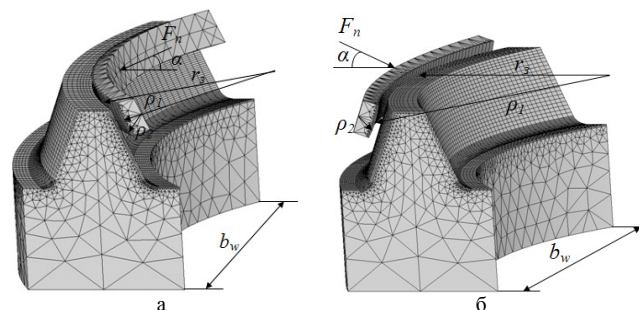


Рисунок 2 – Модели нагружения индентором арочного зуба рейки: а – с вогнутой стороны зуба; б – с выпуклой стороны зуба

Инденторы, как и сосредоточенная сила, действуют на вершинную кромку зуба под углом $\alpha = 20^\circ$. При условии $\rho_1 = r_z$ получаем линейный контакт.

Задача тестирована для прямого зуба при линейном контакте по формуле [4]:

$$\sigma_p = F_t Y_{FS} / (b_w m), \quad (1)$$

где Y_{FS} – коэффициент формы зуба при решении плоской задачи, принимаемый для рейки равным 3,47 [4]. Подстановка значений параметров в формулу (1) дает $\sigma_p = 416,4$ МПа.

При вычислении напряжений следует иметь в виду, что их величина, помимо прочего, зависит от угла наклона зуба $\beta = \arcsin(b_z / r_z)$, где b_z – расстояние от рассматриваемого сечения до центра зубчатого венца с $\beta = 0$. В соответствии с [6] в принятой системе координат после несложных преобразований получаем

$$\sigma_p = \sigma_y + \sigma_x \cos^2 \beta + \sigma_z \sin^2 \beta + \tau_{xz} \sin 2\beta. \quad (2)$$

В таблице 3 приведены результаты решения симметричной контактной задачи для линейного контакта. Для центрального сечения ($b_z = 0$) показаны также перемещения Δ вершинной точки зуба с нерабочей стороны.

Данные таблицы 3 свидетельствуют, что максимальные напряжения,

Таблица 3 – Результаты решения контактной задачи при линейном контакте ($\rho_1 = r_3$)
 $m = 1\text{мм}, b_w = 25\text{мм}, F_t = 3000\text{Н}$

Тип зуба	r_3 (ρ_1)	$b_z = 0$				$b_z = 6,5$			$b_z = 12,5$		
		σ_p	σ_{np}	σ_c	$\Delta \cdot 10^{-3}$	σ_p	σ_{np}	σ_c	σ_p	σ_{np}	σ_c
Вогнутый	17,7	421	412	456	7,0	413	387	428	220	254	268
	35,7	407	400	448	6,7	407	399	446	293	328	369
Выпуклый	18,3	398	407	487	6,9	363	384	459	196	223	247
	36,3	401	403	475	6,7	384	389	453	280	314	362

Линейные величины – в мм, напряжения – в МПа

удовлетворительно согласующиеся с расчетом по (1), действуют в средней части зубчатого венца, убывая при приближении к торцам. Как и в предыдущем случае, здесь также не приходится говорить об устойчивом влиянии типа зуба на напряженное состояние в его корне. Об этом же косвенно свидетельствует примерное равенство значения перемещений Δ .

Варьируя величину ρ_1 радиуса индентора, можно получить теоретически точечный контакт, при котором напряжения концентрируются в средней части зубчатого венца, резко падая вблизи торцов (таблица 4).

Таблица 4 – Результаты решения контактной задачи при теоретически точечном контакте ($\rho_1 \neq r_3$) $m = 1\text{мм}, b_w = 25\text{мм}, F_t = 3000\text{Н}$

Тип зуба	r_3	ρ_1	$b_z = 0$			$b_z = 6,5$			$b_z = 12,5$		
			σ_p	σ_{np}	σ_c	σ_p	σ_{np}	σ_c	σ_p	σ_{np}	σ_c
Вогнутый	17,7	17,2	1033	1034	1171	172	242	164	5	5	2
	35,7	35,2	684	679	763	429	442	452	23	26	5
Выпуклый	18,3	18,8	977	1008	1162	162	264	144	2	4	5
	36,3	36,8	675	683	805	391	429	444	5	9	23

Линейные величины – в мм, напряжения – в МПа

Из таблицы 4 видно, что и при теоретически точечном контакте влияние типа зуба на напряженное состояние в его корне практически отсутствует.

Интересно посмотреть, влияет ли тип зуба на контактные напряжения при линейном контакте. Для получения численного решения индентор с радиусом $\rho_2 = 4\text{мм}$ сопрягали с рабочей плоскостью рейки, а нерабочую часть зуба закрепляли для исключения изгибных деформаций. Результирующие контактные напряжения при $\mu = 0,3$ и модуле Юнга $E = 2 \cdot 10^5\text{МПа}$ показаны в таблице 5, из которой видно отсутствие влияния типа зуба и на контактные напряжения.

Покажем примеры использования пакета ANSYS для вычисления напряжений растяжения и сжатия от действия сосредоточенной нагрузки в арочных зубьях исходных реек цилиндрических зубчатых передач Новикова.

Сосредоточенная нагрузка под расчетным углом давления прилагается в теоретической контактной точке головки зуба. Граничные условия – те же, что указаны выше.

Особенностью современных исходных контуров для передач Новикова является наличие двух концентраторов напряжений: нижнего вогнутого рабочего участка и верхнего околополосного во-

Таблица 5 – Результирующие контактные напряжения σ_H при линейном контакте ($\rho_1 = r_3$) $m = 1\text{мм}, b_w = 25\text{мм}, F_t = 3000\text{Н}$

Тип зуба	r_3 (ρ_1), мм	σ_H , МПа
Вогнутый	18	1160
	36	1132
Выпуклый	18	1160
	36	1132
Прямой	18000	1127

гнутого участка, исключая контакт в зоне полюса. Оптимальной ситуацией, к которой следует стремиться при проектировании передачи, является равнопрочность обоих концентраторов по критериальному напряжению σ_{np} .

В таблице 6 приведены результаты для реек, выполненных на базе исходных контуров по ГОСТ 30224-96 и Дон-63 [7].

По данным таблицы 6 на рисунках 3,4 для наглядности показаны графики изменения напряжения σ_p для прямых реек ($r_3=36000\text{мм}$) с исходными контурами по ГОСТ 30224-96 и Дон-63. Значения l по горизонтальной оси отложены начиная от точки сопряжения вогнутого рабочего участка ножки зуба (нижнего концентратора) с галтелью до точки сопряжения вогнутого околополосного участка (верхнего концентратора) с выпуклым рабочим участком головки зуба.

Тип зуба	r_3 , мм	Исходный контур по ГОСТ 30224-96					
		σ_p , МПа		σ_{np} , МПа		σ_c , МПа	
		НК	ВК	НК	ВК	НК	ВК
Вогнутый	18	1244	917	1460	1502	2295	2196
	36	1252	931	1477	1538	2290	2191
Выпуклый	18	1221	921	1473	1585	2238	2135
	36	1239	924	1484	1578	2264	2160
Прямой	36000	1248	925	1484	1558	2281	2177

Тип зуба	r_3 , мм	Исходный контур Дон-63					
		σ_p , МПа		σ_{np} , МПа		σ_c , МПа	
		НК	ВК	НК	ВК	НК	ВК
Вогнутый	18	1473	1447	1686	2170	2079	1859
	36	1488	1475	1713	2228	2081	1855
Выпуклый	18	1466	1460	1750	2297	2016	1801
	36	1484	1468	1729	2284	2051	1826
Прямой	36000	1492	1472	1727	2263	2072	1845

НК – нижний концентратор, ВК – верхний концентратор

Из таблицы 6 видно, что превышение критериального напряжения над напряжением растяжения для верхнего концентратора значительно больше, чем для нижнего. Это связано с тем, что для верхнего концентратора велика доля напряжения, действующего по направлению, перпендикулярному торцам, т.е. вдоль осей зубчатых колес [8]. Поэтому при проектировании

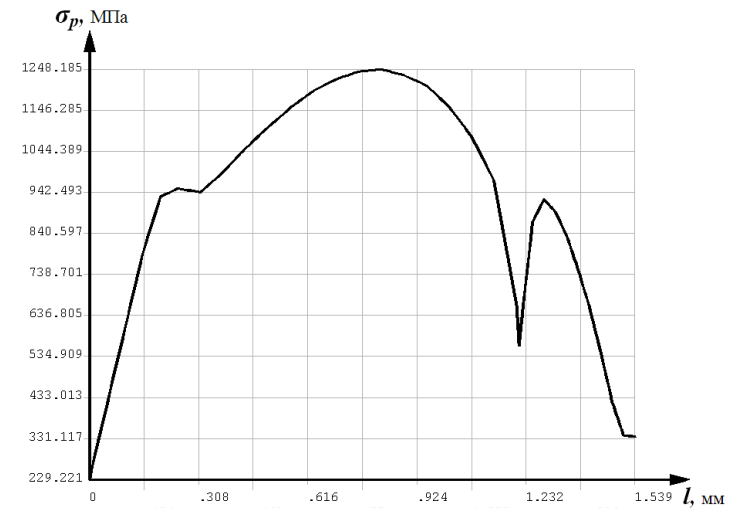


Рисунок 3 – График изменения растягивающих напряжений σ_p по высоте зуба для прямой исходной рейки Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224-96

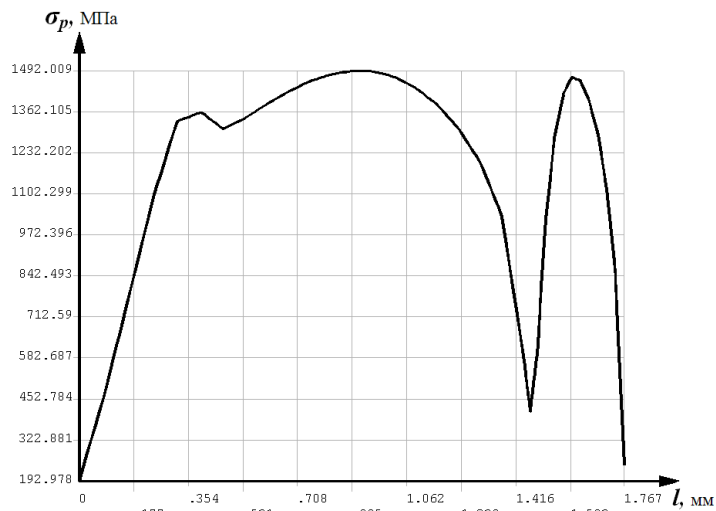


Рисунок 4 – График изменения растягивающих напряжений σ_p по высоте зуба для прямой исходной рейки передачи Новикова с исходным контуром Дон-63

параметров исходного контура для выравнивания критериальных напряжений $\sigma_{пр}$ по обоим концентраторам следует стремиться к тому, чтобы напряжения растяжения σ_r для верхнего концентратора были значительно меньше, чем для нижнего. Это условие, как видно из рисунка 3, практически удовлетворено для исходного контура по ГОСТ 30224-96 и не удовлетворено для исходного контура Дон-63 (рисунок 4).

Выводы. Проведенное исследование позволяет сделать следующие выводы:

1. Направление и величина продольной кривизны арочного зуба практически не оказывает влияния на напряжения растяжения и сжатия в основании зуба и на контактную напряженность рабочей поверхности зуба, что следует учитывать при проектировании зубчатой передачи.

2. Напряжения сжатия в основании нерабочей стороны зуба по абсолютной величине существенно превышают напряжения растяжения с рабочей стороны; в силу высоких допускаемых напряжений сжатия это не опасно и не приводит к разрушению сжатой стороны зуба.

3. По данным, полученным для исходных реек зубчатых передач Новикова, параметры исходного контура по ГОСТ 30224-96 с точки зрения изгибной прочности близки к оптимальным, т.к. обеспечивают примерное равенство критериальных напряжений по нижнему и верхнему концентраторам рейки; параметры исходного контура Дон-63 в этом плане не являются оптимальными, что необходимо знать при выборе исходного контура.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке РФФИ, грант 13-08-00386.

Список литературы: 1. Решетов Д.Н., Головачев М.И. К расчету арочных передач на сопротивление контактной усталости // Вестник машиностроения. – 1983. – №2. – С.12-16. 2. Догода М.И., Еремин В.Е., Догода А.И. Разработка и освоение высоконагруженных арочных передач и средств для их производства // Вестник машиностроения. – 1990. – №9. – С.41-44. 3. Беляев А.И., Сирицын А.И., Сирицын Д.А. Результаты испытаний арочных зубьев колес на износ и сопротивление усталости при изгибе // Вестник машиностроения. – 1997. – №1. – С.6-8. 4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125с. 5. Короткин В.И., Ко-

лосова Е.М., Сухов Д.Ю. Коэффициент формы зуба при расчете на изломную прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых колес, работающих в условиях локального контакта // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Технические науки. – 2009. – №5. – С.78-84. 6. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. Т.2. – М.: Наука, 1965. – 480с. 7. Короткин В.И., Онищikov Н.П., Харитонов Ю.Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. 8. Яковлев А.С. К оценке напряженности материала зубьев передач с зацеплением Новикова // Изв. вузов. Машиностроение. – 1985. – №6. – С.13-16.

Поступила в редакцию 30.04.2013

УДК 621.833

Применение конечно-элементного пакета ANSYS к оценке изгибной напряженности арочных зубьев цилиндрических зубчатых передач / В.И. Короткин, Д.А. Газзаев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.53-60. – Бібліогр.: 8 назв.

За допомогою кінцево-елементного пакета ANSYS показано, що величина і напрямок позовжньої кривизни арочного зуба практично не робить впливу на його напружено-деформований стан. Підтверджено, що напруження стиску в підставі неробочої сторони зуба за абсолютною величиною істотно перевищують напруги розтягнення з робочої сторони. Встановлено, що для рейок передач Новикова параметри вихідного контуру по ГОСТ 30224-96 близькі до оптимальних, а параметри вихідного контуру Дон-63 не є оптимальними.

Ключові слова: арочний зуб, моделювання, напруженість.

With the help of the finite-element package ANSYS is shown that the magnitude and direction of the longitudinal curvature of the arched tooth has almost no effect on its stress-strain state. It is confirmed that the compressive stress at the base of not working side of tooth in absolute value significantly greater than the tensile stresses in the working side. It is established that for racks of Novikov gearing parameters of the basic rack profile in accordance with GOST 30224-96 are close to optimal, and the parameters of the basic rack profile Don-63 are not optimal.

Keywords: arched tooth, modeling, stress level.

УДК 621.833

Б.А. ЛОПАТИН, д.т.н, проф., зам. директора по научной работе филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте, Россия;

Е.А. ПОЛУЭКТОВ, к.т.н., доцент филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте;

С.Д. ЛОПАТИН, студент ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте

СИСТЕМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО РАСЧЕТА И АНАЛИЗА ГЕОМЕТРИИ ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Традиционные методы расчета и анализа цилиндрических передач внутреннего зацепления достаточно трудоемки из-за сложной геометрии передачи. В работе представлено описание автоматизированной системы, которая позволяет значительно снизить время проектирования и осуществить подбор требуемых геометрических параметров передачи.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, автоматизированный расчет.

Введение. Цилиндрические передачи (ЦКП) внутреннего зацепления характеризуются малыми габаритами, высокой нагрузочной способностью и поэтому находят применение в приводах различного назначения. Примером использования цилиндрической передачи внутреннего зацепления на пересекающихся осях могут служить планетарные редукторы с наклонными сателлитами [1] (рисунок 1), которые обладают рядом положительных характеристик, что предопределило их применение в трансформируемых системах космических аппаратов нового поколения [2].

© Б.О. Лопатин, С.А. Полукетов, С.Д. Лопатин, 2013