

вода порядка $C=(10\div 20)\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ происходит более заметное увеличение выбега стола. Это явление следует объяснить тем, что при пониженной жесткости происходят значительные упругие деформации в приводе, которые после остановки задающего устройства (электродвигателя), частично снимаются, что вызывает дополнительные перемещение стола.

Выводы:

1. Выведены формулы аналитического исследования динамики останова привода стола отключением электродвигателя.

2. Функция зависимости выбега стола от скорости его движения $\Delta l=f(v_c)$ в области небольших скоростей порядка $0\div 4\text{мм}/\text{s}$ носит линейный характер, а при $v_c=4,0\text{мм}/\text{s}$ выше она имеет параболический характер.

3. Заметное увеличение выбега стола при низких скоростях начинаются с $J_2 \geq (0,8\div 1,0)J_1$, а на высоких скоростях выбега стола резко возрастает уже при $J_2 \geq (0,3\div 0,4)J_1$.

4. При малой жесткости привода порядка $C=(10\div 20)\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ происходит более заметное увеличение выбега стола.

Список литературы: 1. Вейц В.Л., Коцюра А.Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего горения. – Л.: Машиностроение, 1976. – 383с. 2. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 198с. 3. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машгиз, 1967. – 359с. 4. Пущ В.Э. Малые перемещения в станках. – М.: Машгиз, 1961. – 124с. 5. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Нурлан, 2003. – 622с.

Поступила в редакцию 03.05.2013

УДК 621.01.833

Исследование динамики остановки электромеханического привода стола отключением электродвигателя / Х.Д. Мустафаев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.72-76. – Бібліогр.: 5 назв.

У роботі розглядається динаміка зупинки столу електромеханічного приводу механічної машини.

Ключові слова: привід, динаміка, механіка, електромеханіка, машина.

It is compiled dynamic electromechanically transfers of technological machines.

Keywords: drive, dynamics, mechanic, electromechanic, machine.

УДК 621.833

A.A. МУХОВАТЫЙ, к.т.н., старший преподаватель каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, Луганск

ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ СИНТЕЗА ИСХОДНОГО КОНТУРА ЗУБЬЕВ НЕЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ВЫСOKИМИ ЗНАЧЕНИЯМИ КРИТЕРИЕВ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

Предложен новый метод синтеза исходного контура зубьев неэволвентных зубчатых передач, дан пример синтеза исходного контура и проведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности неэволвентной и эвольвентной зубчатых передач.

Ключевые слова: исходный контур, критерии, зубчатая передача, синтез, анализ.

Актуальность задачи. Зубчатые передачи широко распространены в приводах и трансмиссиях современных машин. Поэтому актуальными являются исследования, направленные на создание зубчатых передач с высокой

© О.А. Муховатий, 2013

нагрузочной способностью, которая, при прочих, равных условиях в основном определяется геометрией рабочих поверхностей зубьев, зависящей от геометрических параметров исходного контура, применяемого для профилирования зубьев зацепляющихся колес. Это подтверждает также актуальность разработки методов синтеза исходного контура зубьев зубчатых передач с высокими критериями нагрузочной способности, определяющими прочность, износстойкость, энергоемкость и задиростойкость передач зацеплением.

Анализ литературы. Известны исследования по разработке неэволвентных зубчатых передач с высокими критериями нагрузочной способности [1-7]. Среди таких исследований следует выделить разработки неэволвентных зубчатых передач на базе исходных контуров синтезируемых по значениям критериев нагрузочной способности этих передач и геометрическим параметрам, характеризующим геометрию исходного контура [1], путем решения дифференциальных уравнений. В связи с этим очень важными являются исследования по созданию новых методов синтеза исходных контуров зубьев передач с высокими критериями нагрузочной способности.

Цель статьи. Разработать новый метод синтеза геометрических параметров исходного контура зубьев неэволвентных зубчатых передач, обладающих высокими значениями критериев нагрузочной способности, определить параметры исходного контура с использованием данного метода, и прозвести сравнительный анализ значений критериев нагрузочной способности неэволвентной и эвольвентной зубчатых передач.

Материалы и результаты исследований.

1. Математическая модель синтеза и синтез исходного контура.

При синтезе исходных контуров по заданным значениям критериев нагрузочной способности установлено, что значения второй производной функции $f_2(f_1)$, которая описывает профиль исходного контура в пределах поля зацепления, изменяется, как это представлено на рисунке 1.

Изображенный на рисунке 1 график приближенно является графиком функции

$$(f_2')^{\lambda_1} f_1 = c, \quad (1)$$

или

$$f_2' = \frac{c^{\lambda}}{f_1^{\lambda}},$$

где λ_1 – показатель степени; c – постоянная величина.

Поэтому в качестве основы синтеза исходного контура по заданным значениям критериев нагрузочной способности можно принять уравнение (1). Функцию f_2 можно определить, интегрируя (1). В результате интегрирования получаем

$$f_2' = \frac{c^{\lambda}}{1-\lambda} f_1^{1-\lambda} + c_1; \quad f_2 = \frac{c^{\lambda}}{(1-\lambda)(2-\lambda)} f_1^{2-\lambda} + c_1 f_1 + c_2, \quad (2)$$

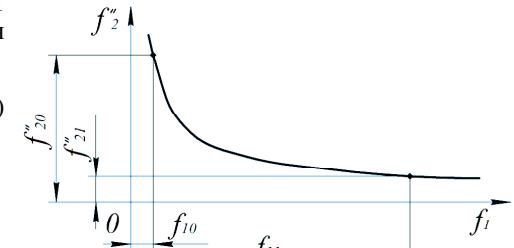
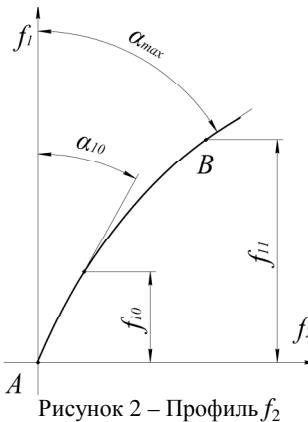


Рисунок 1 – Значения f_2'' второй производной функции f_2 ($0 < f_1 \leq 1$)



где $\lambda = 1/\lambda_1$; c_1, c_2 – постоянные интегрирования; f'_2 – первая производная функции f_2 по f_1 .

При определении c_2 можно положить $f_2=0$ при $f_1=0$, т.е. $c_2=0$. Для определения λ надо задать значение f'_2 в двух точках профиля исходного контура, например, в точках f_{10} и f_{11} (рисунок 2).

Эти значения на рисунке 1 обозначены f''_{20} и f''_{21} . Тогда, используя первое равенство (1), будем иметь

$$\lambda = \frac{\ln f''_{20} - f''_{21}}{\ln f_{10} - \ln f_{11}}. \quad (3)$$

Значение f_1 при разработке исходного контура можно принять в пределах $f_{10} \leq f_{11} \leq h_u^*$ (h_u^* – высота головки зуба рейки при модуле $m=1\text{мм}$), а f_{10} можно задавать в пределах $0,01 \leq f_{10} \leq 0,1$. Как правило h_a^* принимается равным единице, и при создании исходного контура можно принять это значение. По предварительным данным значение профильного угла исходного контура при $f_1=f_{10}$ можно принять $7^\circ \leq \alpha_{10} \leq 25^\circ$, а максимальное значение профильного угла при $f_1=f_{11}$ – $28^\circ \leq \alpha_{max} \leq 36^\circ$.

Выбор значений этих углов ограничивается условиями заострения зубьев колес и минимальным значением коэффициента перекрытия (толщина вершины зуба колеса должна иметь значения $S_a \geq (0,2...0,4)m$, а коэффициент перекрытия – $\varepsilon_a \geq 1,2$).

Значение второй производной f''_2 функции f_2 равно [8]

$$f''_2 = \frac{\zeta'}{(1-\zeta^2)^{1.5}}, \quad (4)$$

где $\zeta = \sin \alpha$, а ζ' – первая производная ζ по f_1 .

Производная ζ' определяется из дифференциального уравнения и его решения, используемого при синтезе исходного контура по заданному значению критерия нагрузочной способности:

– по заданному значению относительной силы трения скольжения в зацеплении ($\bar{f} < 1$)

$$\zeta' = \frac{(1-\bar{f}^{1.67})\zeta}{f_1}; \quad (5)$$

– по заданному значению относительных потерь в зацеплении ($\bar{P} < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-P_0\zeta^{1.67})}{f_1}, \quad P_0 = \left(\frac{\bar{P}}{\sin \alpha_s} \right)^{1.67}; \quad (6)$$

– по заданному значению относительной толщины масляного слоя ($\bar{h}_{mc} > 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-h_0\zeta^{0.74})}{f_1}, \quad h_0 = [\bar{h}_{mc}(\sin \alpha_s)^{1.15}]^{-0.645}; \quad (7)$$

– по заданному значению относительной удельной работы сил трения ($d\bar{A} < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-A_0\zeta^{1.21})}{f_1}, \quad A_0 = \left(\frac{d\bar{A}}{\sin^2 \alpha_s} \right)^{0.625}; \quad (8)$$

– по заданному значению относительного износа зубьев ($\bar{h}_u < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-h_{u0}\zeta^{0.91})}{f_1}, \quad h_{u0} = \left(\frac{\bar{h}_u}{\sin^2 \alpha_s} \right)^{0.45}; \quad (9)$$

– по заданному значению относительного критерия заедания ($\bar{K}_3 < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-K_0\zeta^{0.47})}{f_1}, \quad K_0 = \left(\frac{\bar{K}_3}{(\sin \alpha_s)^{0.75}} \right)^{0.625}. \quad (10)$$

Значения величин с чертой вверху при синтезе необходимо задавать. Можно так же задать значения f''_{20} и f''_{21} $0 < f''_{20} \leq 3$, $0,1 \leq f''_{21} \leq 0,4$ и из (1), (2) и (3) определить параметры исходного контура.

Порядок определения геометрических параметров исходного контура можно представить следующим образом:

– задаем значение критерия нагрузочной способности (в (5-10) величину с чертой вверху);

– задаем α_{10} и α_{max} ;

– из дифференциального уравнения определяем ζ' при α_{10} и α_{max} и при f_{10} и f_{11} ;

– f_{11} из второго равенства (1) определяем " c^λ ";

– из (4) определяем f''_{20} и f''_{21} ;

– из (1), (2) и (3) определяем параметры профиля исходного контура.

2. Синтез исходного контура. Разработать исходный контур для следующих данных:

– исходный контур обеспечивает снижение энергоемкости на 10% ($\bar{f} = 0,9$ (5)) в сравнении с эвольвентными передачами;

– $\alpha_{10} = 20^\circ$, $f_{10} = 0,05$, $\alpha_{max} = 32^\circ$, $f_{1max} = 1$ ($\zeta_0 = 0,342$, $\zeta_{max} = 0,53$).

Используя формулу (5), определяем

$$\dot{\zeta}_0 = \frac{(1-\bar{f}^{1.67})\cdot\zeta_0}{f_{10}} = \frac{(1-0,9^{1.67})\cdot0,342}{0,05} = 1,10352 \quad \dot{\zeta}_1 = \frac{(1-\bar{f}^{1.67})\cdot\zeta_{max}}{f_{1max}} = \frac{(1-0,9^{1.67})\cdot0,53}{1} = 0,08551$$

По формуле (4) получаем

$$f''_{20} = \frac{\dot{\zeta}_0}{(1-\zeta_0^2)^{1.5}} = \frac{1,10352}{(1-0,342^2)^{1.5}} = 1,32994 \approx 1,33 \quad f''_{21} = \frac{\dot{\zeta}_1}{(1-\zeta_{max}^2)^{1.5}} = \frac{0,08551}{(1-0,53^2)^{1.5}} = 0,14022 \approx 0,14$$

Применяя изложенный выше метод синтеза исходного контура, имеем

$$f'_2 = 0,14 f_1^{-0.75}, \quad f'_2 = 0,56 f_1^{0.25} + 0,099, \quad f_2 = 0,448 f_1^{1.25} + 0,099 f_1.$$

На рисунке 3 изображен профиль исходного контура, а в таблице 1 его геометрические параметры.

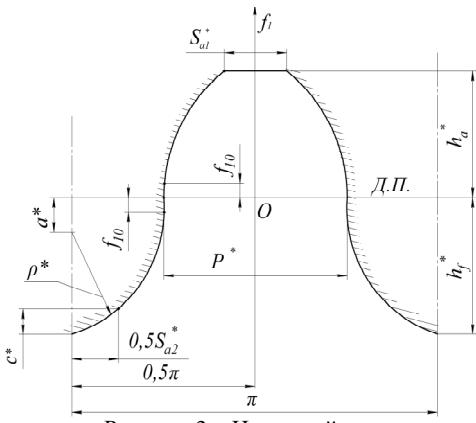


Рисунок 3 – Исходный контур
(ДП – делительная прямая, $m=1\text{мм}$)

Заметим, что максимальное значение угла профиля исходного контура $\alpha_{\max}=33,39^\circ$. Его можно уменьшить, уменьшая a_{10} . Профиль исходного контура в промежутке $-0,05 \leq f_1 \leq 0,05$ можно очертить прямой, дугой окружности или другой кривой [7].

3. Сравнительный анализ значений критериев нагружочной способности.

Рассмотрим зубчатую передачу:

- число зубьев шестерни $z_1=20$ и колеса $z_2=80$;
- радиус начального цилиндра шестерни $R_1=10\text{мм}$ и колеса $R_2=40\text{мм}$;

Таблица 1 – Параметры исходного контура (в долях модуля)

| f_{10} | α_{10} | h_a^* | h_f^* | ρ^* | c^* | S_{a1}^* | S_{a2}^* | P^* | a^* |
|----------|---------------|---------|---------|----------|---------|------------|------------|---------|---------|
| 0,05 | 20° | 1,0 | 1,13445 | 0,29900 | 0,13445 | 0,45430 | 0,49930 | 1,54830 | 0,83545 |

Примечания: 1. Боковой зазор в зацеплении зубчатых колес $0,045m$;

2. Коэффициент перекрытия при зацеплении реек $\varepsilon_x=1,32$.

- исходный контур неэвольвентных зубьев с параметрами таблицы 1;
- исходный контур эвольвентных зубьев с профильным углом $\alpha_s=20^\circ$;
- приведенный модуль упругости $E_{np}=2,1 \cdot 10^5 \text{Н/м}^2$;
- твердость зубьев $HB=2500 \text{Н/м}^2$;
- шероховатость рабочих поверхностей зубьев $R_a=3,2 \cdot 10^{-4} \text{мм}$.

Используя результаты работы [8] для определения критериев нагружочной способности неэвольвентной (исходный контур см. таблицу 1) и эвольвентной зубчатых передач, получим данные, представленные в таблице 2 и на графиках (рисунок 4 и рисунок 5).

Таблица 2 – Относительные значения критериев нагружочной способности

| f_1 | \bar{V}^{12} | \bar{V}_Σ | $\bar{\eta}_1$ | $\bar{\eta}_2$ | \bar{x} | $\Delta\bar{P}$ | \bar{h}_{mc} | \bar{K}_z | \bar{dA}_1 | \bar{dA}_2 | \bar{h}_{u1} | \bar{h}_{u2} | $\bar{\Theta}$ | f_1 |
|-------|----------------|------------------|----------------|----------------|-----------|-----------------|----------------|-------------|--------------|--------------|----------------|----------------|----------------|-------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | |
| -0,05 | 0,9999 | 1,1947 | 0,8406 | 0,8332 | 0,7005 | 0,8547 | 1,3176 | 0,7154 | 0,7185 | 0,7122 | 0,6142 | 0,6087 | 1,4275 | |
| -0,1 | 0,8939 | 1,3503 | 0,6739 | 0,6492 | 0,6126 | 0,7459 | 1,52 | 0,575 | 0,5719 | 0,5509 | 0,4772 | 0,4597 | 1,6051 | |
| -0,15 | 0,8369 | 1,456 | 0,5944 | 0,5531 | 0,5609 | 0,686 | 1,6631 | 0,5026 | 0,5016 | 0,4668 | 0,4112 | 0,3826 | 1,7315 | |
| -0,2 | 0,7988 | 1,5406 | 0,5455 | 0,4882 | 0,5224 | 0,6442 | 1,7825 | 0,4538 | 0,4574 | 0,4094 | 0,3689 | 0,3302 | 1,8411 | |
| -0,25 | 0,7706 | 1,6136 | 0,5115 | 0,4386 | 0,4902 | 0,6116 | 1,8907 | 0,4166 | 0,4257 | 0,365 | 0,3379 | 0,2897 | 1,9455 | |
| -0,3 | 0,7484 | 1,6797 | 0,4862 | 0,398 | 0,4615 | 0,5844 | 1,9937 | 0,386 | 0,401 | 0,3282 | 0,3131 | 0,2563 | 2,051 | |
| -0,35 | 0,7303 | 1,7412 | 0,4666 | 0,3631 | 0,435 | 0,5605 | 2,0953 | 0,3595 | 0,3808 | 0,2963 | 0,2922 | 0,2274 | 2,1619 | |
| -0,4 | 0,715 | 1,7998 | 0,4508 | 0,3322 | 0,4096 | 0,5388 | 2,1981 | 0,3358 | 0,3634 | 0,2678 | 0,2739 | 0,2018 | 2,2816 | |
| -0,45 | 0,7019 | 1,8565 | 0,3479 | 0,3041 | 0,385 | 0,5185 | 2,3043 | 0,3139 | 0,348 | 0,2417 | 0,2571 | 0,1786 | 2,4137 | |
| -0,5 | 0,6904 | 1,9119 | 0,427 | 0,2781 | 0,3608 | 0,4992 | 2,4159 | 0,2934 | 0,334 | 0,2175 | 0,2415 | 0,1573 | 2,5624 | |
| -0,55 | 0,6803 | 1,9668 | 0,4178 | 0,2537 | 0,3367 | 0,4805 | 2,5352 | 0,2737 | 0,3208 | 0,1948 | 0,2266 | 0,1376 | 2,7326 | |
| -0,6 | 0,6712 | 2,0215 | 0,4099 | 0,2305 | 0,3125 | 0,462 | 2,6644 | 0,2547 | 0,3081 | 0,1733 | 0,2121 | 0,1193 | 2,9307 | |
| -0,65 | 0,663 | 2,0764 | 0,403 | 0,2083 | 0,288 | 0,4435 | 2,8066 | 0,236 | 0,2957 | 0,1528 | 0,1978 | 0,1022 | 3,1654 | |
| -0,7 | 0,6555 | 2,1317 | 0,397 | 0,1868 | 0,2633 | 0,4247 | 2,9655 | 0,2175 | 0,2833 | 0,1333 | 0,1835 | 0,0863 | 3,4489 | |
| -0,75 | 0,6486 | 2,1879 | 0,3917 | 0,1658 | 0,238 | 0,4053 | 3,1464 | 0,1991 | 0,2707 | 0,1146 | 0,1692 | 0,0716 | 3,7991 | |
| -0,8 | 0,6423 | 2,2451 | 0,3871 | 0,1454 | 0,2123 | 0,3852 | 3,3562 | 0,1805 | 0,2576 | 0,0968 | 0,1545 | 0,058 | 4,2437 | |
| -0,85 | 0,6365 | 2,3035 | 0,3829 | 0,1252 | 0,1859 | 0,3638 | 3,6058 | 0,1617 | 0,2438 | 0,0797 | 0,1393 | 0,0456 | 4,8272 | |

Продолжение таблицы 2

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|--------|--------|--------|--------|
| -0,9 | 0,6311 | 2,3634 | 0,3792 | 0,1053 | 0,1589 | 0,3407 | 3,9121 | 0,1424 | 0,2289 | 0,0636 | 0,1236 | 0,0343 | 5,6278 |
| -0,95 | 0,626 | 2,4251 | 0,3759 | 0,0856 | 0,1312 | 0,3153 | 4,3042 | 0,1224 | 0,2124 | 0,0484 | 0,107 | 0,0244 | 6,7947 |
| -1 | 0,6213 | 2,4888 | 0,3729 | 0,066 | 0,1027 | 0,2865 | 4,8384 | 0,1015 | 0,1935 | 0,0343 | 0,0892 | 0,0158 | 8,6538 |
| 0,05 | 0,9999 | 1,1886 | 0,8447 | 0,8377 | 0,7078 | 0,8687 | 1,3071 | 0,7309 | 0,7339 | 0,7278 | 0,6376 | 0,6323 | 1,4128 |
| 0,1 | 0,8939 | 1,3219 | 0,6872 | 0,6644 | 0,6393 | 0,7716 | 1,4707 | 0,6076 | 0,60328 | 0,5833 | 0,5207 | 0,5035 | 1,538 |
| 0,15 | 0,8369 | 1,3992 | 0,6157 | 0,5789 | 0,6081 | 0,7227 | 1,5629 | 0,5512 | 0,5474 | 0,5146 | 0,4727 | 0,4444 | 1,5973 |
| 0,2 | 0,7988 | 1,4511 | 0,5741 | 0,5242 | 0,5903 | 0,6917 | 1,623 | 0,5178 | 0,51682 | 0,4719 | 0,4475 | 0,4086 | 1,6293 |
| 0,25 | 0,7706 | 1,4884 | 0,5468 | 0,4847 | 0,5791 | 0,6698 | 1,6647 | 0,4956 | 0,49833 | 0,4418 | 0,4331 | 0,384 | 1,6467 |
| 0,3 | 0,7484 | 1,5161 | 0,5278 | 0,4542 | 0,5718 | 0,6533 | 1,6947 | 0,4798 | 0,48668 | 0,4189 | 0,4248 | 0,3656 | 1,6555 |
| 0,35 | 0,7303 | 1,5371 | 0,514 | 0,4295 | 0,5668 | 0,6404 | 1,7165 | 0,468 | 0,47931 | 0,4005 | 0,4203 | 0,3512 | 1,659 |
| 0,4 | 0,715 | 1,553 | 0,5037 | 0,4088 | 0,5633 | 0,6299 | 1,7325 | 0,459 | 0,4748 | 0,3853 | 0,4183 | 0,3395 | 1,6591 |
| 0,45 | 0,7019 | 1,5651 | 0,496 | 0,391 | 0,5609 | 0,6212 | 1,7441 | 0,4519 | 0,4723 | 0,3724 | 0,418 | 0,3295 | 1,6569 |
| 0,5 | 0,6904 | 1,5742 | 0,4901 | 0,3755 | 0,5592 | 0,6137 | 1,7525 | 0,4462 | 0,47126 | 0,361 | 0,4189 | 0,3209 | 1,6534 |
| 0,55 | 0,6803 | 1,5808 | 0,4857 | 0,3616 | 0,5579 | 0,6073 | 1,7583 | 0,4415 | 0,4713 | 0,351 | 0,4208 | 0,3133 | 1,6489 |
| 0,6 | 0,6712 | 1,5855 | 0,4823 | 0,3492 | 0,557 | 0,6017 | 1,7621 | 0,4376 | 0,47217 | 0,3419 | 0,4233 | 0,3065 | 1,644 |
| 0,65 | 0,663 | 1,5885 | 0,4798 | 0,3379 | 0,5563 | 0,5967 | 1,7644 | 0,4344 | 0,47366 | 0,3335 | 0,4263 | 0,3002 | 1,6388 |
| 0,7 | 0,6555 | 1,5902 | 0,478 | 0,3275 | 0,5557 | 0,5922 | 1,7654 | 0,4316 | 0,47565 | 0,3259 | 0,4298 | 0,2944 | 1,6337 |
| 0,75 | 0,6486 | 1,5907 | 0,4768 | 0,3178 | 0,5552 | 0,5882 | 1,7654 | 0,4292 | 0,47803 | 0,3187 | 0,4335 | 0,289 | 1,6288 |
| 0,8 | 0,6423 | 1,5903 | 0,476 | 0,3089 | 0,5547 | 0,5844 | 1,7647 | 0,427 | 0,4807 | 0,3119 | 0,4374 | 0,2838 | 1,6241 |
| 0,85 | 0,6365 | 1,589 | 0,4756 | 0,3005 | 0,5542 | 0,581 | 1,7634 | 0,4251 | 0,48361 | 0,3056 | 0,4414 | 0,2789 | 1,6197 |
| 0,9 | 0,6311 | 1,5871 | 0,4755 | 0,2926 | 0,5536 | 0,5777 | 1,7616 | 0,4234 | 0,4867 | 0,2995 | 0,4456 | 0,2741 | 1,6158 |
| 0,95 | 0,626 | 1,5845 | 0,4757 | 0,2851 | 0,5529 | 0,5747 | 1,7594 | 0,4218 | 0,48993 | 0,2936 | 0,4498 | 0,2695 | 1,6123 |
| 1 | 0,6213 | 1,5814 | 0,4762 | 0,278 | 0,5521 | 0,5718 | 1,757 | 0,4204 | 0,49326 | 0,288 | 0,454 | 0,2651 | 1,6094 |

Примечание: с чертой вверху обозначены отношения значений критериев нагружочной способности синтезированной и эвольвентной передач: \bar{V}^{12} – скоростей скольжения; \bar{V}_Σ – суммарных скоростей качения; $\bar{\eta}_1$, $\bar{\eta}_2$ – удельных скольжений зубьев шестерни и колеса; \bar{x} – приведенных кривизн; $\Delta\bar{P}$ – потеря мощности в зацеплении; \bar{K}_z – критерий заедания; \bar{dA}_1 , \bar{dA}_2 – удельных работ сил трения зубьев шестерни и колеса; \bar{h}_{u1} , \bar{h}_{u2} – износов зубьев шестерни и колеса; $\bar{\Theta}$ – критерий контактной прочности.

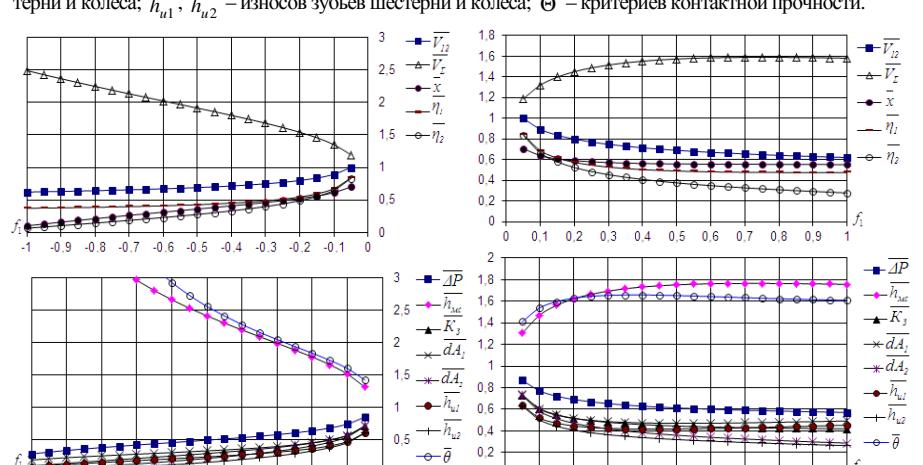


Рисунок 4 – Значения критериев нагружочной способности (при $-1 \leq f_1 \leq -0,05$)

Из анализа данных таблицы 2 и графиков (рисунки 4 и 5) следует, что в пределах поля зацепления неэвольвентная передача имеет следующие значения критериев нагружочной способности в сравнении с эвольвентной передачей:

- скорость скольжения в зацеплении синтезированной передачи состав-

ляет 0,62...1,0 от скорости скольжения зубьев эвольвентной передачи;

- суммарная скорость качения в 1,2...2,5 раза больше;
- удельные скольжения в 1,2...10,0 раз меньше;
- приведенная кривизна в 1,4...10,0 раз меньше;
- потери мощности в зацеплении в 1,2...3 раза меньше;
- критерий заедания в 1,3...10,0 раз меньше;
- удельные работы сил трения в 1,3...10,0 раз меньше
- критерий износа в 1,5...10,0 раз меньше;
- критерий контактной прочности в 1,4...8,0 раз больше;
- толщина масляного слоя между зубьями в 1,3...4,8 раз больше.

Таким образом, синтезированная зубчатая передача имеет значения критериев нагрузочной способности значительно выше значений критериев эвольвентной передачи практически по всему полю зацепления.

Выводы:

1. Разработан новый метод синтеза исходного контура неэвольвентных зубьев цилиндрических зубчатых передач.
2. Определены геометрические параметры и разработана конструкция исходного контура.
3. Произведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности неэвольвентной и эвольвентной зубчатых передач.
4. Установлено, что неэвольвентная зубчатая передача имеет значения критериев нагрузочной способности существенно выше значений этих критериев эвольвентной передачи.
5. Дальнейшие перспективы использования полученных результатов связаны с оптимизацией геометрических параметров исходного контура и экспериментальными работами.

Список литературы: 1. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Моногр. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2006. – 408с. 2. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхоидальной линией зацепления // Надежность и качество зубчатых передач. – НИИ ИНФОРМЯКМАШ. 18-67-106, 1967. – С.1-8. 3. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление – Воронеж: изд-во ВГУ, 1975. – 56с. 4. Башански М., Токоли П., Ваня Ф., Колхух И. Возможность использования неэвольвентного зацепления в коробках передач сельскохозяйственных машин // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.21-30. 5. Шишов В.П., Носко П.Л., Муховатий А.А. Высоконагруженные зубчатые передачи // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С.180-186. 6. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.154-165. 7. Шишов В.П., Бурко В.В., Ревякина О.А., Муховатий А.А. Синтез зубчатых передач с пониженной энергоемкостью // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2012. – №13(184). – Ч.1. – С.117-123. 8. Муховатий А.А. Дифференциальные уравнения для синтеза исходных контуров зубьев неэвольвентных зубчатых передач // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2009. – №6(177). – С.240-246.

Поступила в редакцию 12.04.2013

УДК 621.833

Об одном методе синтеза исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач с высокими значениями критериев нагрузочной способности / А.А. Муховатый // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.76-82. – Бібліогр.: 8 назв.

Запропонованний новий метод синтезу початкового контуру зубів неевольвентних зубчастих передач, дано приклад синтезу початкового контуру і проведений порівняльний аналіз критеріїв навантажувальної здатності неевольвентної і евольвентної зубчастих передач.

Ключові слова: початковий контур, критерій, зубчаста передача, синтез, аналіз.

A new method of synthesis of basic rack noninvolute profile of gear has been suggested; comparative analysis of the load capacity criteria of noninvolute and involute gears has been carried out.

Keywords: basic rack profile, criteria, gear, synthesis, analysis.