

УДК 621.833

В.П. Шишов, д-р техн. наук, проф.,
А.А. Муховатый, канд. техн. наук., ст. преп.
Восточноукраинский национальный университет имени В. Даля, Украина
Тел.: +38 (066) 908-96-66; E-mail: mukhovatyy@mail.ru

ИСХОДНЫЕ КОНТУРЫ НЕЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С Пониженной Энергоемкостью и Повышенной Нагрузочной Способностью

В статье разработаны исходные контуры зубьев неэвольвентных цилиндрических зубчатых передач с пониженной в 1,6...1,8 раз энергоемкостью зацепления колес и повышенной нагрузочной способностью, разработана математическая модель сравнительной оценки таких критериев нагрузочной способности зубчатых передач, как потери мощности в зацеплении, толщина масляного слоя между рабочими поверхностями зубьев, заедание, удельная работа сил трения, износ рабочих поверхностей зубьев, контактная прочность рабочих поверхностей. Установлено, что критерии нагрузочной способности зубчатых передач, полученных с использованием разработанных исходных контуров, существенно выше критериев нагрузочной способности эвольвентных передач.

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

Введение. Работоспособность и экономические показатели современных машин в различных отраслях в существенной мере зависят от показателей работоспособности зубчатых приводов. Создание зубчатых передач с высокими критериями 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 пониженной энергоемкостью.

Энергоемкость зубчатых передач зависит от силы трения в зацеплении [1], которая определяется в основном геометрическими параметрами исходного контура, применяемого для профилирования зубьев зубчатых колес. В последние годы проводятся интенсивные исследования по созданию неэвольвентных зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью [1...6] и, в том числе, с пониженной энергоемкостью [7].

Однако в этих работах отсутствуют конструкции исходных контуров и данные по оценке критериев работоспособности зубчатых передач, зубья которых спрофилированы с использованием полученных в указанных работах результатов.

Целью и задачами данных исследований является разработка исходных контуров неэвольвентных зубьев цилиндрических передач с пониженной энергоемкостью и повышенной нагрузочной способностью, а также разработка математической модели оценки их критериев работоспособности.

Основное содержание и результаты работы

Исходные контуры

Согласно [7] угол профиля исходного контура (рис.1), обеспечивающего снижение силы трения в зацеплении колес, определяется равенством

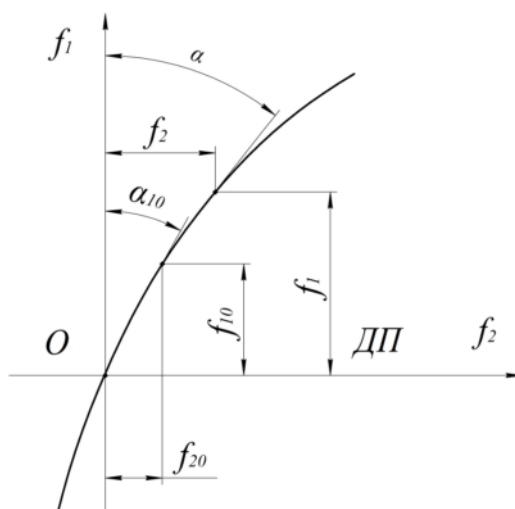


Рис. 1. Схема исходного контура (ДП – делительная прямая)

$$\zeta = \zeta_0 \left(\frac{f_1}{f_{10}} \right)^\lambda, \lambda = 1 - \bar{f}^{1,67}, \quad (1)$$

где $\zeta = \sin \alpha$ (α — текущий угол профиля исходного контура);

$\zeta_0 = \sin \alpha_{10}$ (α_{10} — угол профиля исходного контура при $f_1 = f_{10}$);

$\bar{f} < 1$ — коэффициент, который показывает, во сколько раз сила трения в зацеплении зубьев колес с исходным контуром, полученным с использованием (1), меньше силы трения в зацеплении эвольвентной передачи (\bar{f} принят постоянным в пределах поля зацепления).

Равенство (1) является решением дифференциального уравнения [7]

$$\zeta' = \frac{(1 - \bar{f}^{1,67}) \zeta}{f_1}. \quad (2)$$

Из (1) получаем

$$\bar{f} = \left[- \frac{\ln \left(\frac{\zeta}{\zeta_0} \cdot \frac{f_{10}}{f_1} \right)}{\ln \frac{f_1}{f_{10}}} \right]^{0,6}, \quad (3)$$

где \ln — натуральный логарифм.

Из равенства (3) следует, что значение \bar{f} зависит от начальных данных f_{10} и ζ_0 и значений ζ и f_1 . Как правило, значения f_1 лежат в пределах $f_{10} \leq f_1 \leq 1$ (f_1 — в долях модуля зацепления), а наибольшее значение α может быть ограничено величинами $26^0 \leq \alpha_{max} \leq 34^0$ (из условия обеспечения достаточного коэффициента

перекриття $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$ и толщины зубьев колес на вершинах $S_a \geq 0,2 \dots 0,4$). Значения f_{10} можно принять равными $f_{10} = 0,025 \dots 0,1$, а $\alpha_{10} = 5^\circ \dots 25^\circ$.

При таких исходных данных \bar{f} ограничено величинами, определяемыми по графикам на рис. 2, построенным с использованием равенства (3).

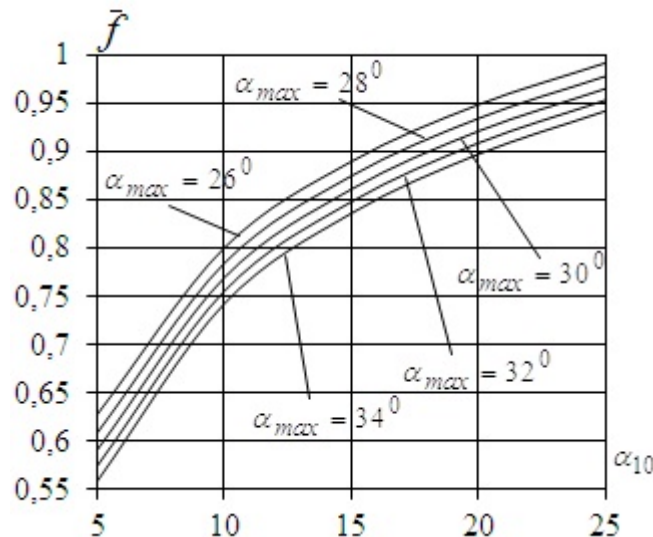


Рис. 2. Значения \bar{f} при $f_{1max} = 1$, $f_{10} = 0,05$

Из анализов графиков следует, что значение \bar{f} зависит существенно от α_{10} и α_{max} . При изменении этих величин в указанных пределах \bar{f} может изменяться от $\bar{f} \approx 0,4$ до $\bar{f} \approx 0,95$. Следовательно, с использованием (1) можно синтезировать исходные контуры, обеспечивающие снижение силы трения в зацеплении в 1,05...2,5 раза в сравнении с эвольвентными передачами. Методика определения геометрических параметров исходного контура изложена в работе [7]. Применим эту методику для определения геометрических параметров исходных контуров при следующих исходных данных: $\alpha_{max} = 32^\circ$; $\alpha_{10} = 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ$; $f_{10} = 0,05$; $f_{1max} = 1$. По графикам рис. 2 определяем соответствующие значения \bar{f} . Они равны: при $\alpha_{10} = 10^\circ$ — $\bar{f} \approx 0,75$; при $\alpha_{10} = 15^\circ$ — $\bar{f} \approx 0,85$; при $\alpha_{10} = 20^\circ$ — $\bar{f} \approx 0,91$. Используя равенства (1) и (2) и рекомендации [7], получаем уравнения кривых, которыми очерчены профили исходных контуров (рис. 3) в пределах $f_{10} \leq f_1 \leq 1$ (принято $h_a^* = 1$ при модуле $m = 1$ мм):

$$f_{2c} = 1,1076f_1^8 - 5,2540f_1^7 + 10,4130f_1^6 - 11,2280f_1^5 + 7,2390f_1^4 - 2,9640f_1^3 + 1,0356f_1^2 + 0,0962f \quad (\text{при } \alpha_{10} = 10^\circ, \bar{f} \approx 0,79, \alpha_{max} = 33^\circ),$$

$$f_{2c} = 1,3493f_1^8 - 6,3860f_1^7 + 12,6170f_1^6 - 13,5330f_1^5 + 8,6420f_1^4 - 3,4707f_1^3 + 1,0805f_1^2 + 0,18187f_1 \quad (\text{при } \alpha_{10} = 15^\circ, \bar{f} \approx 0,85, \alpha_{max} = 31,93116^\circ), \quad (4)$$

$$f_{2c} = 1,3400f_1^8 - 6,3350f_1^7 + 12,4920f_1^6 - 13,3600f_1^5 + 8,4840f_1^4 - 3,3672f_1^3 + 0,98510f_1^2 + 0,28667f_1 \quad (\text{при } \alpha_{10} = 20^\circ, \bar{f} \approx 0,91, \alpha_{max} = 31,99385^\circ).$$

Углы " α " исходных контуров определяются из равенства

$$\operatorname{tg} \alpha = f'_{2c},$$

где f'_{2c} — первая производная f_{2c} по f_1 .

В соответствии с рекомендациями [8] утонение зубьев для обеспечения бокового зазора в зацеплении колес принято равным $j_{\Sigma}^* = 0,0225m$. Заметим, что эта величина потребует в дальнейшем уточнения на базе экспериментальных данных.

Профили исходных контуров на участках $-f_{10} \leq f_1 \leq f_{10}$ можно очерчивать окружностями [7] или кривыми с уравнениями (4).

Предлагаемые исходные контуры (табл. 1) имеют участки профилей при $-f_{10} \leq f_1 \leq f_{10}$, очерченные прямыми линиями с углами профилей, равными α_{10} .

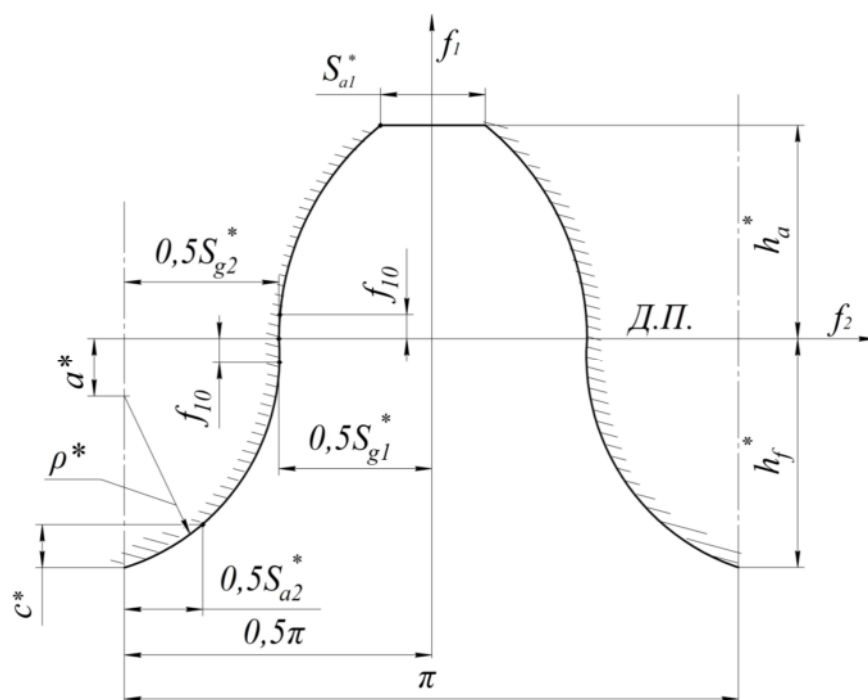


Рис. 3. Исходный контур ($m = 1$ мм, ДП – делительная прямая)

Таблица 1. Геометрические параметры исходных контуров (размеры в долях модуля)

α_{10} , град	h_a^*	h_f^*	c^*	ρ^*	j_{Σ}^*	S_{g1}^*	S_{g2}^*	S_{a1}^*	S_{a2}^*	a^*
10	1	1,19204	0,19204	0,42174	0,0225	1,5483	1,5933	0,6624	0,7074	0,7703
15	1	1,17462	0,17462	0,37066	0,0225	1,5483	1,5933	0,58415	0,62915	0,80396
20	1	1,14866	0,14866	0,31618	0,0225	1,5483	1,5933	0,4913	0,5363	0,83248

Математическая модель оценки критериев нагрузочной способности передач.

Применение предлагаемых исходных контуров позволяет существенно улучшить критерии нагрузочной способности зубчатых передач в сравнении с эвольвентными передачами. При сравнительной оценке этих критериев будем использовать их относительные значения (отношение значения критерия передачи с использованием предлагаемого исходного контура к значению критерия эвольвентной передачи с углом профиля α_3).

Отношения значений критериев нагрузочной способности представим в виде:

— скоростей скольжения в зацеплении

$$\bar{V}_{12} = \frac{V_{12}^c}{V_{12}^э}; \quad (5)$$

— скоростей качения

$$\bar{V}_i = \frac{V_{ic}}{V_{iэ}}; \quad (6)$$

— суммарных скоростей качения

$$\bar{V}_\Sigma = \frac{V_{\Sigma c}}{V_{\Sigma э}}; \quad (7)$$

— приведенных кривизн рабочих поверхностей зубьев

$$\bar{x} = \frac{x_c}{x_э}; \quad (8)$$

— удельных скольжений

$$\bar{\eta}_i = \frac{\eta_{ic}}{\eta_{iэ}}; \quad (9)$$

— потерь мощности в зацеплении

$$\Delta \bar{P} = \bar{q} \bar{f} \bar{V}_{12}; \quad (10)$$

— толщин масляного слоя

$$\bar{h}_{mc} = \frac{\bar{V}_\Sigma^{0,75}}{\bar{x}^{0,4} \cdot \bar{q}^{0,15}}; \quad (11)$$

— критерия заедания $\left(\bar{q} = \frac{q_c}{q_\varepsilon}\right)$

$$\bar{K}_3 = \bar{q}^{0,75} \cdot \frac{f|\sqrt{V_{1c}} - \sqrt{V_{2c}}|\bar{x}^{0,25}}{|\sqrt{V_{1c}} - \sqrt{V_{2c}}|}; \quad (12)$$

— удельных работ сил трения

$$d\bar{A}_i = f\bar{\eta}_i\bar{q}; \quad (13)$$

— износа рабочих поверхностей зубьев

$$\bar{h}_{ui} = \bar{\eta}_i \bar{f}^t \bar{q}; \quad (14)$$

— критерия контактной прочности

$$\bar{\theta} = \frac{1}{\bar{x} \cdot \bar{q}}. \quad (15)$$

В равенствах (5)...(15) величины со значком «с» относятся к неэвольвентным, а со значком «э» — к эвольвентным зубчатым передачам ($i=1$ — для зубьев шестерни, $i=2$ — для зубьев колеса).

Величина с черточкой сверху показывает во сколько раз критерий нагрузочной способности зубчатой передачи, полученной с использованием предлагаемого исходного контура, больше или меньше аналогичного критерия эвольвентной передачи. При получении равенств (5)...(15) использовались критерии, рекомендуемые авторами [1, 9, 10] для оценки нагрузочной способности цилиндрических зубчатых передач.

Геометрокинематические и другие показатели, входящие в равенства (5)...(15), определяются с использованием [11] по формулам:

— скорость скольжения (при угловой скорости шестерни $\omega_1 = 1 \text{ c}^{-1}$)

$$V_{12} = \frac{f_1(u+1)}{u} \sqrt{\frac{1}{(f_2')^2} + 1}; \quad (16)$$

— скорости качения (при $\omega_1 = 1 \text{ c}^{-1}$)

$$V_1 = \frac{n}{\Omega_2'} \left(R_1 + \frac{f_1 \Omega_2'}{f_2'} \right); \quad (17)$$

$$V_2 = \frac{n}{\Omega_2'} \left(R_2 - \frac{f_1 \Omega_2'}{f_2'} \right) \cdot \frac{1}{u};$$

— суммарная скорость качения (при $\omega_1 = 1 \text{ c}^{-1}$)

$$V_\Sigma = V_1 + V_2; \quad (18)$$

— приведенная кривизна

$$x = \frac{(R_1 + R_2) f_2' \Omega_2'}{\tau_1 \cdot \tau_2 \cdot n^3}; \quad (19)$$

— удельные скольжения

$$\eta_i = \pm \frac{u+1}{u} \cdot \frac{f_1 \Omega_2'}{\tau_1 f_2'}. \quad (20)$$

В равенствах (16)...(20) введены обозначения:

$$\tau_1 = R_1 + \frac{f_1'}{f_2'} \cdot \Omega_2'; \quad \tau_2 = R_2 - \frac{f_1'}{f_2'} \cdot \Omega_2';$$

R_1, R_2 — радиусы начальных цилиндров зацепляющихся колес;

u — передаточное число зубчатой передачи;

f_2' — первая производная функции f_2 по f_1 ;

$n = \sqrt{(f_2')^2 + 1}$; — модуль нормали к профилю исходного контура.

$q = n$ — единичная нормальная сила, действующая на единицу длины контактной линии.

$$\Omega_2' = \frac{f_2' - f_1 f_2''}{(f_2')^2} + f_2'; \quad (21)$$

f_2'' — вторая производная функции f_2 по f_1 .

$\bar{f} = \frac{f_c}{f_3}$ — отношение коэффициента трения скольжения в зацеплении

синтезируемой и эвольвентной передач.

При этом значение \bar{f} можно определить по формуле [10]

$$\bar{f} = \bar{q}^{0,1} \left[\frac{10 + \lg(E_{np}^{-1} \cdot HB \cdot R_a \cdot x_c)}{10 + \lg(E_{np}^{-1} \cdot HB \cdot R_a \cdot x_3)} \right]^{0,25} \cdot \bar{V}_\Sigma^{-0,1} \cdot V_{12}^{-0,35}; \quad (22)$$

где HB — твердость менее твердого из контактирующих зубьев;

R_a — шероховатость более твердого из контактирующих зубьев;

E_{np} — приведенный модуль упругости материалов зацепляющихся колес.

Значения величин со значком «с» надо определять по формулам (16)...(21) с использованием функций f_{2c} , определяемых равенствами (4), а для эвольвентных передач со значком «э» — с использованием функции

$$f_{2э} = f_1 \operatorname{tg} \alpha_э, \quad (23)$$

где $\alpha_э$ — профильный угол исходного контура эвольвентных зубьев.

Сравнительная оценка критериев нагрузочной способности зубчатой передачи.

Рассмотрим для примера зубчатую передачу с параметрами:

- радиус начального цилиндра шестерни $R_1 = 10$ мм;
- радиус начального цилиндра колеса $R_2 = 40$ мм;
- исходный контур неэвольвентной передачи с $\alpha_{10} = 20^0$ (табл. 1);
- исходный контур эвольвентной передачи с $\alpha_э = 20^0$;
- $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ Н / мм², $HB = 2500$ Н / мм², $R_a = 3,2 \cdot 10^{-4}$ мм.

С использованием приведенной выше математической модели оценки критериев нагрузочной способности зубчатых передач получены результаты, представленные в табл. 2.

Таблица 2. Относительные значения критериев нагрузочной способности

f_1	$\overline{\Delta P}$	$\overline{h_{mc}}$	$\overline{K_э}$	$\overline{dA_1}$	$\overline{dA_2}$	$\overline{h_{u1}}$	$\overline{h_{u2}}$	$\overline{\theta}$
1,0	0,588	1,7281	0,4328	0,5059	0,3013	0,461	0,2746	1,6221
0,8	0,6026	1,7251	0,443	0,4973	0,3285	0,4497	0,2971	1,6214
0,6	0,633	1,6558	0,4759	0,5114	0,3778	0,4659	0,3442	1,5554
0,4	0,652	1,6699	0,484	0,5006	0,4109	0,4431	0,3637	1,6154
0,2	0,7222	1,5235	0,5617	0,5607	0,5158	0,4973	0,4575	1,5204
0,05	0,883	1,2673	0,7578	0,7607	0,755	0,6717	0,6667	1,3577
-0,05	0,8704	1,2764	0,7436	0,7465	0,7406	0,6498	0,6446	1,3703
-0,2	0,6774	1,6608	0,4982	0,5019	0,4531	0,4175	0,3769	1,7015
-0,4	0,5622	2,0939	0,3597	0,3888	0,2905	0,2967	0,2217	2,1875
-0,6	0,4936	2,4485	0,2854	0,3426	0,1981	0,2434	0,1407	2,6923
-0,8	0,4022	3,2148	0,1922	0,2725	0,105	0,1644	0,0634	4,1232
-1,0	0,2989	4,6476	0,1077	0,2035	0,0372	0,0942	0,0172	8,4475

Из анализа данных табл. 2 следует, что по всему полю зацепления $0,05 \leq f_1 \leq 1$ и $-1 \leq f_1 \leq -0,05$ значения критериев нагрузочной способности зубчатой передачи с зубьями, спрофилированными с применением предложенного исходного контура,

значительно выше в сравнении с эвольвентной зубчатой передачей. Действительно, согласно данным табл. 2 эти критерии имеют значения:

- критерий потерь мощности в зацеплении составляет 0,3...0,88 от критерия потерь в эвольвентном зацеплении;
- критерий толщины масляного слоя между рабочими поверхностями в 1,27...4,6 раза больше, чем в эвольвентном зацеплении;
- критерий заедания составляет 0,1...0,76 от критерия заедания эвольвентной передачи;
- критерий удельной работы сил трения составляет 0,04...0,76 от удельных работ сил трения эвольвентной передачи;
- критерий износа зубьев составляет 0,017...0,67 от критерия зубьев эвольвентной передачи;
- критерий контактной прочности зубьев в 1,35...8,4 больше, чем критерий контактной прочности эвольвентной передачи;

Аналогичные результаты получены для зубчатых передач, зубья которых спроектированы с применением других исходных контуров из табл. 1.

Заключение

Таким образом, выполненные исследования позволили:

1. Разработать исходные контуры неэвольвентных зубчатых передач с пониженными потерями мощности в зацеплении.
2. Разработать математическую модель сравнительной оценки критериев нагрузочной способности зубчатых передач с различной геометрией зубьев.
3. Провести сравнительный анализ критериев нагрузочной способности и установить, что предлагаемые исходные контуры обеспечивают более высокие значения критериев нагрузочной способности зубчатых передач в сравнении с эвольвентными передачами.
4. Дальнейшее развитие данного направления исследования заключается в оптимизации геометрических параметров исходных контуров и проведении экспериментальных работ.

Список литературы:

1. Шишов В.П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Моногр / В.П. Шишов, П.Л. Носко, П.В. Филь. — Луганськ: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. — 408 с.
2. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхоидальной линией зацепления Надежность и качество зубчатых передач / Шабанов И.Р. - НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ. 18-67-106, 1967. — С. 1-8.
3. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление / Ю.В. Аникин. — Воронеж: изд-во ВГУ, 1975. — 56 с.
4. Возможность использования неэвольвентного зацепления в коробках передач сельскохозяйственных машин / [Башански М., Токоли П., Ваня Ф., Кожух И.] // Вісник НТУ «ХП». — 2011. — №29. — С. 21-30.
5. Шишов В.П. Высоконагруженные зубчатые передачи / Шишов В.П., Носко П.Л., Муховатый А.А. // Вісник НТУ «ХП». — 2011. — №28. — С. 180-186.
6. Протасов Р.В. Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач / Протасов Р.В., Устиненко А.В. // Вісник НТУ «ХП». — 2011. — №29. — С. 154-165.

7. Синтез зубчатых передач с пониженной энергоемкостью / [Шишов В.П., Бурко В.В., Ревякина О.А., Муховатый А.А.] // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. — 2012. — №13(184). — Ч. 1. — С. 117-123.

8. Федякин Р.В. К выбору оптимальных параметров исходных контуров для передач с зацеплением Новикова / Федякин Р.В., Чесноков В.А. // Сборник статей «Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Издание ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1962. — С. 164-184.

9. Кудрявцев В.Н. Детали машин: учебник / Кудрявцев В.Н. — Л.: Машиностроение, 1980. — 464 с.

10. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. / под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. — М.: Машиностроение, -

Кн. 1. - 1978. — 400 с;

Кн. 2. - 1979. — 358 с.

11. Шишов В.П. Критерии оценки работоспособности передач зацеплением / Шишов В.П., Панкратов Д.А., Муховатый А.А. // Вісник НТУ «ХП». — 2001. — №12. — С. 33-40.

Надійшла до редакції 14.01.2013.

В.П. Шишов, А.А. Муховатий
ВИХІДНІ КОНТУРИ НЕЕВОЛЬВЕНТНИХ
ЗУБІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ
ПЕРЕДАЧ ЗІ ЗНИЖЕНОЮ
ЕНЕРГОЄМНІСТЮ І ПІДВИЩЕНОЮ
ЗДАТНІСТЮ НАВАНТАЖЕННЯ

У статті розроблені вихідні контури зубів невольвентних циліндричних зубчастих передач зі зниженою в 1,6...1,8 разів енергоємністю зачеплення коліс і підвищеною здатністю навантаження, розроблена математична модель порівняльної оцінки таких критеріїв здатності навантаження зубчастих передач, як втрати потужності в зачепленні, товщина масляного шару між робочими поверхнями зубів, заїдання, питомою робота сил тертя, знос робочих поверхонь зубів, контактна міцність робочих поверхонь. Встановлено, що критерії здатності навантаження зубчастих передач, отриманих з використанням розроблених вихідних контурів, істотно вище за критерії здатності навантаження евольвентних передач.

Ключові слова: енергоємність, початковий контур, зубчаста передача, тертя, втрати, зачеплення.

V.P. Shishov, A.A. Mukhovatiy
THE ORIGINAL CONTOURS OF THE NOT
INVOLUTE TEETH OF CYLINDRICAL
GEARS WITH LOW POWER
CONSUMPTION AND HIGH LOAD-
CARRYING CAPACITY

In the article the initial contours of points of not involute of the cylindrical gearing are worked out with power-hungryness of hooking of wheels and enhanceable loading ability lowered by 1,6...1,8 times, the mathematical model of comparative estimation of such criteria of loading ability of gearing is worked out as losses of power, thickness of oily layer between the working surfaces of points, jamming, specific work of forces of friction, wear of working surfaces of points, pin durability of working surfaces.

Key words: power-hungryness, initial contour, gearing, friction, losses, hooking.