

Ю.В. ГРИБАНОВА, к.т.н., Луганск, Восточноукраинский
национальный университет им. В.Даля

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОМЫШЛЕННОГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА

The economic feasibility of increase of accuracy of manufacturing of Novikov gears is justified.

Для зацепления Новикова [1-3] отсутствуют исследования, в которых со взаимосвязанных позиций рассматривались бы точность изготовления, нагрузочная способность и ресурс передачи, твердость зубьев, себестоимость и экономическая эффективность производства зубчатых передач.

Предлагаемое исследование посвящено некоторому устранению пробелов в решении упомянутых задач.

Работоспособность зубчатых передач принято [4] оценивать качественными показателями – критериями, характеризующими локально-кинематические и гидродинамические явления в зоне контакта зубьев, нагрузочную способность передач и их восприимчивость к погрешностям: $V^{(12)}$ и $\eta^{(m)}$ – относительная скорость скольжения и удельные скольжения активных поверхностей зубьев ведущего ($m=1$) и ведомого ($m=2$) колеса; $\Omega^{(кач)}$, $\Omega^{(верч)}$ и $V^{(\Sigma)}$ – относительные скорости качения, вращения и суммарная скорость перемещения точек контакта в направлении, перпендикулярном большой оси эллиптической площадки мгновенного контакта; ϑ – угол между вектором суммарной скорости и большой осью эллиптической площадки мгновенного контакта; $\alpha_I^{(m)}$, $\alpha_{II}^{(m)}$ и σ_{max} – главные кривизны активных поверхностей зубьев и максимальное напряжение в корне зуба; α – коэффициент чувствительности передачи к погрешности изготовления и монтажа.

Трение, износ и переработка зубьев, КПД передачи находятся в прямой зависимости от $V^{(12)}$, $\eta^{(m)}$, $\Omega^{(верч)}$. Скорости $\Omega^{(кач)}$, $V^{(\Sigma)}$ оказывают существенное влияние на образование масляного клина – с их увеличением улучшаются условия для образования масляного клина, следовательно, создаются более благоприятные условия контактирования зубьев и наоборот. Угол ϑ , главные кривизны, определяющие приведенную кривизну α_{np} , а также σ_{max} и α оказывают существенное влияние на нагрузочную способность передач – более высокая способность будет у тех передач, у которых угол ϑ больше, а характеристики α_{np} , σ_{max} и α меньше и наоборот.

Общие формулы для вычисления упомянутых качественных показателей (критериев $g_i; i=\overline{1, N}$) получены в работе [4].

В качестве обобщенного критерия многокритериального сравнительного анализа зубчатых цилиндрических передач Новикова с различными исходными контурами рассматривается функционал

$$G = \sum \zeta_i g_i^{(1)} / g_i^{(2)}, \quad (\sum \zeta_i = 1; \zeta_i > 0; i = \overline{1, N}). \quad (1)$$

Таблица 1

Сравнение исходных контуров по локально–кинематико–
гидродинамическим критериям

№ № пп	Исходный Контур	Сравнение исходных контуров по g_i -критериям					Сравнение исходных контуров по G - критерию
		$\frac{V^{(12)}}{V_{\text{гост}}^{(12)}}$	$\frac{\eta^{(m)}}{\eta_{\text{гост}}^{(m)}}$	$\frac{\Omega^{(\text{всрч})}}{\Omega_{\text{гост}}^{(\text{всрч})}}$	$\frac{\Omega^{(\text{кач})}}{\Omega_{\text{гост}}^{(\text{кач})}}$	$\frac{V^{(\Sigma)}}{V_{\text{гост}}^{(\Sigma)}}$	
1	ГОСТ 15023–76	1	1	1	1	1	1
2	ДЛЗ–0,7–0,15	0,61	0,61	0,92	1,01	0,62	0,96
3	ДЛЗ–1,0–0,15	0,87	0,87	0,97	1,00	0,88	0,98
4	КС–0	1,17	1,17	0,92	1,01	1,18	1,01
5	КС–1	1,17	1,17	0,97	1,00	1,18	1,02
6	РД2Н24–11–88	1,18	1,18	0,95	1,00	1,17	1,02
7	РГУ–5А	1,18	1,18	0,93	1,00	1,17	1,02
8	РГУ–5Б	1,18	1,18	0,95	1,00	1,18	1,02
9	ЮТЗ–65	1,57	1,57	0,97	0,97	1,57	1,13
10	Дон–68	1,31	1,31	0,97	0,97	1,30	1,06
11	НС–1Ц	1,21	1,21	0,95	1,00	1,20	1,01
12	НС–2Ц	1,23	1,23	0,95	1,00	1,20	1,01

Весовые коэффициенты $\zeta_i = const$ характеризуют значимость критерия.

Верхние индексы “1” и “2” относятся соответственно к первой и второй сравниваемым передачам: при $G < 1$ первая передача лучше второй; при $G > 1$ первая передача хуже второй; при $G = 1$ передачи являются равнозначными.

В качестве критериев g_i рассмотрим критерии σ_{max} , α , $\eta^{(1)}$, $\eta^{(2)}$, $V^{(12)}$, $\Omega^{(\text{всрч})}$, $\Omega^{(\text{кач})}$, $V^{(\Sigma)}$, принимая в (1) $\xi_i = 1/N$ ($i = 1, \dots, N$). Сравнение передач с различными исходными контурами удобно провести отдельно по локально–кинематико–гидродинамическим критериям (табл. 1) и отдельно по σ – и α – критериям (табл. 2)

Согласно (1), в табл. 1 передачи с исходными контурами №№ 2,3,...,12 сравниваются с аналогичной передачей, но с исходным контуром по ГОСТ 15023–76; в табл. 2 передачи с исходными контурами №№ 2,3, ...,7 сравниваются также с аналогичной передачей с исходным контуром №1.

Начнем с табл. 1. Показатели $V^{(\Sigma)}/V_{\text{ГОСТ}}^{(\Sigma)} < 1$, $\Omega^{(\text{кач})}/\Omega_{\text{ГОСТ}}^{(\text{кач})} < 1$ свидетельствуют об ухудшении условий образования масляного клина; наоборот, $V^{(\Sigma)}/V_{\text{ГОСТ}}^{(\Sigma)} > 1$, $\Omega^{(\text{кач})}/\Omega_{\text{ГОСТ}}^{(\text{кач})} > 1$ – свидетельство улучшения указанных условий в передачах с исходными контурами №№ 4,5, ...,12 по сравнению с передачей с исходным контуром №1. Показатели $V^{(12)}/V_{\text{ГОСТ}}^{(12)} < 1$, $\eta^{(m)}/\eta_{\text{ГОСТ}}^{(m)} < 1$ ($m = 1,2$), $\Omega^{(\text{верч})}/\Omega_{\text{ГОСТ}}^{(\text{верч})} < 1$ свидетельствуют об уменьшении трения и износа в зацеплениях с исходными контурами №№ 2,3; увеличение же трения и износа характеризуется противоположными неравенствами (напр., исходные контуры №№ 4,5, ...,12).

Из табл. 1 видно, что в плане G –критерия (2.36) по локально-кинематико-гидродинамическим критериям все исходные контуры следует признать равнозначными, так как для всех исходных контуров $G \approx 1$.

Таким образом, арбитрами приоритетности исходных контуров могут являться лишь σ –критерий и α –критерий.

В табл. 2 представлены результаты сравнительного анализа доминирующих исходных контуров: по ГОСТ 15023–76 (стандартизован для "мягких" колес и передач; прототипы – ЮТЗ–65, Дон–68), РД2Н24–11–88 (стандартизован по Минстанкопрому РФ для "улучшенных и твердых" колес и передач; прототипы – КС–0, КС–1, КС–2, РГУ–5А, РГУ–5Б), НС–1Ц, НС–2Ц (рекомендуются по результатам синтеза, проведенного выше). Проанализируем данную группу исходных контуров.

По σ –критерию доминируют исходные контуры №№ 4–6: при абсолютно точном изготовлении и монтаже у передач с этими исходными контурами напряжение в корне зуба (при одном и том же режиме нагружения) будет на 20–25% меньше, чем у аналогичных передач с исходным контуром №1. А поскольку основным видом повреждений зубчатых передач Новикова является изломное повреждение зубьев, то следует ожидать (подтверждает практика), что и ресурс точных передач с исходными контурами №№ 4–6 должен быть на 20–25% выше, чем у точных передач с исходным контуром №1.

Таблица 2

Сравнение доминирующих исходных контуров по σ –, α – и Σ –критериям

№ №	Исходный контур	$\sigma/\sigma_{\text{ГОСТ}}$	$\alpha/\alpha_{\text{ГОСТ}}$	Σ
1	ГОСТ 15023–76	1	1	1
2	ЮТЗ–65	1,92	0,53	0,99

3	Дон–68	1,30	0,41	0,72
4	НС–1Ц	0,80	0,39	0,52
5	НС–2Ц	0,80	0,51	0,60
6	РД2Н24–11–88	0,75	0,35	0,49

По ε -критерию лучшие показатели у передач с исходными контурами №№ 3–6. Однако чувствительность передач к погрешностям не может быть определяющим фактором их работоспособности при условии, что ε - и σ -критерии не коррелируют. Но это не так. Исследования [1] показали, что при перемещении точки приложения сосредоточенной нагрузки (при изменении плеча h_0 приложения равнодействующей P_u) по высоте зуба значительно изменяются местные напряжения в опасном сечении зуба. Величина их может изменяться в три раза. Данное перемещение является следствием неточностей изготовления колес и сборки передач. Особенно опасны нелинейные погрешности (перекосы, отклонения от параллельности, погрешности шагов зубьев и их направлений, ...), которые приводят к нарушению двухточечного зацепления и резкому перемещению нагрузки в сторону вершин зубьев. При этом $\Delta\sigma$ изменяется пропорционально приращению Δh плеча h_0 : $\Delta\sigma = k_1\Delta h$ ($k_1 = 6P_u/B_n S_0^2$; B_n – длина зуба в направлении контактных линий; S_0 – толщина корня зуба в опасном сечении). С точностью же до вычислительной ошибки второго порядка малости, возникающей от замены дуги окружности исходного контура стягивающей ее хордой, приращение Δh пропорционально [7] коэффициенту ε : $\Delta h = k_2\varepsilon$. Отсюда $\Delta\sigma = k\varepsilon$ ($k = k_1k_2$). Тогда для двух сравниваемых исходных контуров получаем

$$\Delta\sigma_1/\Delta\sigma_2 = \varepsilon_1/\varepsilon_2. \quad (2)$$

Следовательно, в качестве обобщенного критерия естественно рассмотреть

$$\Sigma = (\sigma_1 + \Delta\sigma_1)/(\sigma_2 + \Delta\sigma_2), \quad (3)$$

где σ_1, σ_2 – расчетные (номинальные, соответствующие абсолютно точному изготовлению и монтажу) максимальные изгибные напряжения сравниваемых исходных контуров.

Учитывая (2), перепишем (3) в виде

$$\Sigma = (\sigma_1 + \varepsilon_1\Delta\sigma_2/\varepsilon_2)/(\sigma_2 + \Delta\sigma_2). \quad (4)$$

Полагая затем $\Delta\sigma_2 = 2\sigma_2$ (экстремальный случай), из (4) получаем искомый критерий

$$\Sigma = \frac{1}{3} \cdot \frac{\sigma_1}{\sigma_2} + \frac{2}{3} \cdot \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} = \frac{1}{3} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_2} + 2 \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \right). \quad (5)$$

Легко видеть, что (5) – частный случай G -критерия (1). При этом коэффициенты $\xi_1 = 1/3$, $\xi_2 = 2/3$ ($\xi_1 + \xi_2 = 1$) свидетельствуют о существенном

влиянии погрешностей изготовления на нагрузочную способность зубчатых передач Новикова. Более того, поскольку весовой коэффициент ξ_2 в 2 раза больше весового коэффициента ξ_1 , то на "качественном уровне" можно сказать, что точность изготовления передач Новикова, вообще говоря, является фактором более важным, чем потенциальная нагрузочная (по излому зубьев) способность, заложенная в зубьях геометрией исходного контура.

В последней колонке табл. 2 представлены результаты численного сравнения доминирующих исходных контуров по Σ -критерию (5), из которых следует, что с вероятностью, близкой к единице, "грубо" изготовленные передачи с исходными контурами №№ 4–6 обладают расчетным ресурсом в два (либо почти в два) раза большим, чем аналогичные передачи с исходным контуром №1 (по ГОСТ 15023–76). Применяемыми же по ГОСТ 1643–81 в общем машиностроении "высокими" степенями точности (СТ) являются 5-я и 6-я, а самыми "грубыми" СТ, применяемыми, в частности, в тракторостроении, являются 11-я и 12-я СТ.

В табл. 3 представлена расчетная зависимость ресурса передачи от СТ ее изготовления (исходный контур №1 – для эвольвентных передач). Первая строка табл. 3 – это последовательность, взятая из работ [7-10]. Вторая строка идентична первой строке, так как нагрузочная способность и ресурс "мягких" передач Новикова ДЛЗ с исходным контуром по ГОСТ 15023–76, в среднем, соответствуют (равны [1, 6]) нагрузочной способности и ресурсу аналогичных "твердых" эвольвентных передач с исходным контуром по ГОСТ 20183–84. Третья – седьмая строки табл. 3 получены по аналогии с упомянутой последовательностью из работ [7-10]: за "единицу" принят ресурс передачи, изготовленной по 5-й СТ, затем рассчитан ресурс той же передачи для 12-й СТ ($0,99:1,92 = 0,516$; $0,72:1,30 = 0,554$; ...); ресурсы же передачи 11-й, 10-й, 9-й, 8-й, 7-й, 6-й СТ экстраполированы по аналогии.

Из табл.3 видно также, что при переходе от 5-й СТ изготовления к 12-й СТ передачи с исходными контурами №№ 3, 4 теряют 44–48% номинального ресурса, с исходными контурами №№ 1,2 – 39% номинального ресурса, с исходными контурами №№ 5-7 – 25-35%. Повышение же точности изготовления на одну СТ повышает ресурс передачи, в среднем, на 4–5% (исходные контуры №№ 5–7), на 6–10% (исходные контуры №№ 1–4).

Таблица 3

Относительная взаимосвязь степени точности изготовления передачи и ее ресурса

№	Исходный Контур	Степень точности (СТ)							
		5	6	7	8	9	10	11	12
1	ГОСТ 20183–84	1	0,962	0,870	0,840	0,794	0,752	0,677	0,609
2	ГОСТ 15023–76	1	0,962	0,870	0,840	0,794	0,752	0,677	0,609
3	ЮТЗ–65	1	0,911	0,830	0,756	0,689	0,627	0,573	0,516

4	Дон-68	1	0,916	0,839	0,769	0,709	0,649	0,594	0,554
5	НС-1Ц	1	0,942	0,890	0,835	0,785	0,736	0,691	0,650
6	НС-2Ц	1	0,961	0,924	0,887	0,851	0,817	0,783	0,750
7	РД2Н24-11-88	1	0,941	0,885	0,833	0,784	0,738	0,694	0,653

Стоимость изготовления (при одинаковом наборе операций) эвольвентных и новиковских передач в пределах одной СТ, как известно, примерно одинаковая, при этом стоимость изготовления колеса при повышении на одну СТ повышается на 4...8 % [7-10].

Таким образом, точность изготовления передач Новикова является фактором более важным, чем потенциальная нагрузочная способность, заложенная в зубьях геометрией исходного контура. Повышение точности изготовления зубчатых передач Новикова экономически целесообразно.

Список литературы: 1. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. – Киев: Техника, 1978. – 144с. 2. Гапонов В. С., Грибанов В. М., Кириченко А. Ф., Шишов В. П. Зубчатые передачи Новикова – вчера, сегодня, перспективы развития// Вісник Східноукраїнського національного університету. - 2000. - №9(31).- Частина друга. – С. 98-102. 3. Гапонов В. С., Грибанов В. М., Кириченко А. Ф., Шишов В. П. Зубчатые передачи Новикова выходят в космос// Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.-2002.-№3(49).- С.7-9. 4. Грибанова Ю.В., Шишов В.П. Задача и метод многокритериального синтеза зубчатых цилиндрических передач Новикова ДЛЗ //Вісник Східноукраїнського Державного Університету. – 1998. – №4(14). – С.140-146. 5. Грибанов В.М., Грибанова Ю.В., Клипаков Н. В. О многокритериальном синтезе исходных инструментальных контуров передач зацеплением на базе кривых переменной кривизны// Вісник Східноукраїнського Національного Університету. – 2000. – №9 (31). – Перша частина. – С. 28-36. 6. Грибанова Ю. В. Многокритериальная оптимизация зубчатых цилиндрических передач Новикова: Дис ... кан. техн. наук: 05.02.02/ ВУГУ, Луганск. – 189 с. 7. Георгиева Л.Л. Технично-економічне обґрунтування вибору ступеня точності виготовлення зубчатих колес //Совершенствование методов расчета, конструирования и зубообработки цилиндрических и конических зубчатых, спироидных, гипоидных и червячных передач: Тез. докл. республ. науч.-техн. конф. – Ижевск, 1989. – С.65-66. 8. Георгиева Л.Л. Экономическая целесообразность повышения точности изготовления зубчатых передач //Опыт отраслей машиностроения и научные достижения – производству тракторов и сельхозмашин (под редак. проф. Павленко А.В.): изд-во Общ. “Знание”, Севастополь, 1990. – 68с. 9. Георгиева Л.Л. О ресурсе прямозубых и косозубых цилиндрических передач в экономическом аспекте //Научные достижения и опыт отраслей машиностроения – народному хозяйству (Под редак. проф. Павленко А.В.): изд-во Общ. “Знание”, Севастополь, 1991. – 88с. 10. Георгиева Л.Л. Определение рациональной твердости зубьев при повышении долговечности зубчатых передач //Обеспечение надежности и долговечности зубчатых передач на стадии изготовления (Под редак. проф. Павленко А.В.): изд-во Общ. “Знание”, Севастополь, 1989. – 60с.