

ЕЩЕ РАЗ К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЗАЦЕПЛЕНИЕМ НОВИКОВА

**А.С. Яковлев, к.т.н.,
директор и научный руководитель
редукторной фирмы ООО «СПИН» (г. Орел)**



Яковлев Анатолий Сергеевич – кандидат технических наук, один из пионеров исследования и внедрения зубчатых передач с зацеплением Новикова, которые начинал с 1955 года, контактируя с М.Л. Новиковым.

Автор более 100 публикаций и изобретений, преимущественно по зацеплению Новикова. Производственный стаж 56 лет: 13 лет – Коломенский тепловозостроительный завод, 4 года – НИИПТМАШ (г. Краматорск), 30 лет (до 1997 г.) – доцент Орловского технического университета и с 1991 г. – директор и научный руководитель редукторной фирмы ООО «СПИН». С момента создания по 1991 год – член Координационного комитета по внедрению в СССР зубчатых передач Новикова. За 15 лет существования фирма «СПИН» изготовила и поставила на предприятия России и Украины более 600 редукторов (с широким применением зацепления Новикова) общим весом около 600 т.

Настоящая статья посвящена критической оценке положений и выводов статьи кандидата технических наук Г.А. Журавлева «Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения» и отражает взгляды на эту проблему автора (здесь и ниже под словом автор подразумевается автор данной критической статьи – А.С. Яковлев).

Рассмотрим особенности и области рационального применения различных систем зацепления (рассматривается эвольвентное зацепление и зацепление Новикова).

1. Эвольвентное зацепление

Эвольвентное зацепление за более чем 200-летнюю историю своего существования и развития является наиболее изученным и технологически оснащенным, что и определяет его господствующее распространение на сегодня. Хорошее торцовое перекрытие (достигающее в специальных случаях более двух) делает возможным применение как косозубых, так и пря-

мозубых передач, а прямолинейная форма режущих кромок инструментальной рейки позволяет достигать при изготовлении зубчатых колес методом обкатки максимальной точности профиля зуба, и это же делает передачу нечувствительной к ошибкам межосевого расстояния (при сохранении параллельности осей зубчатых колес пары).

Начальный контакт осуществляется по линии, длина которой многократно превосходит ширину, что сделало общепринятым применение для определения контактных напряжений формулы Герца для контакта бесконечно длинного цилиндра с упругим полупространством. Нормальную силу, допускаемую контактной прочностью, считают пропорциональной произведению длины линии контакта на приведенный радиус кривизны – $L_k R_{np}$. Основная трудность при этом состоит в учете: изменения вдоль линии L_k радиуса R_{np} , удельной нагрузки, влияния сил трения в контакте и их направления, жесткости зубьев и ошибок изготовления деталей передачи, сильно изменяющих удельную нагрузку. Все эти факторы неопределенности учитывают



поправочными коэффициентами, представляющими собой необозримое поле деятельности по их совершенствованию.

Предположения Г.А. Журавлева о значительных возможностях повышения контактной прочности за счет увеличения угла профиля исходного контура α и перехода к расчету по эффективным контактным напряжениям вряд ли могут принести существенный результат.

Известно, что с ростом угла α растет R_{np} и, следовательно, контактная прочность прямозубых передач (поскольку L_k в этих передачах обычно ограничена шириной зубчатого венца), что широко используется, например, в авиастроении.

Однако в косозубых передачах ($\beta \neq 0$) при неизменной высоте зубьев с ростом α и соответствующим ему увеличением R_{np} уменьшается L_k , а произведение $L_k R_{np}$ практически не изменяется. Введем критерий относительной контактной прочности $K_{\alpha\beta\epsilon}$ – функцию α , β и коэффициента торцевого перекрытия ϵ_s

$$K_{\alpha\beta\epsilon} = (L_k/p_a) R_{np}^* \cos\alpha \cos\beta, \quad (1)$$

где L_k – суммарная длина контактных линий при ширине зубчатого венца, равной осевому шагу p_a ; $\cos\alpha$ и $\cos\beta$ – переводят нормальную силу в зацеплении в окружную;

R_{np}^* – относительный (к модулю m) радиус R_{np} .

Подставив в (1) значения L_k и R_{np} из [13], получим

$$K_{\alpha\beta\epsilon} = \sin\alpha_{tw} (\sin\alpha_t/\sin\alpha)^2 \cos\alpha \cos\beta \epsilon_s, \quad (2)$$

где α_{tw} – торцевой угол зацепления в полюсе;

α_t – торцевой угол зацепления на делительном диаметре.

Результаты расчета ряда передач, отличающихся углами α и β и относительной высотой головки зуба исходного контура h_a^* , сведены в табл. 1.

Как видно из таблицы, увеличение α с 20° до $28,5^\circ$ увеличивает контактную прочность по критерию $K_{\alpha\beta\epsilon}$ при $\beta = 11,5^\circ$ на 6,7%, а при $\beta = 30^\circ$ – на 3,3%.

Однако и это незначительное увеличение не бесспорно: с увеличением α увеличивается жесткость зацепления и его чувствительность к ошибкам изготовления. Так, в начале 1960 годов в НИИПТМАШе (Украина, г. Краматорск) проводились сравнительные испытания цилиндрических передач с углами профиля $\alpha = 20^\circ$ и 25° ; эффекта не обнаружено. Следует также обратить внимание на то, что при $h_a^* = 1$ и $\alpha = 28,5^\circ$ относительные толщины вершин зубьев $S_{a_1}^*$ и $S_{a_2}^*$ предельно малы, а большие значения $S_{a_1}^*$ и $S_{a_2}^*$ при $\alpha = 20^\circ$ делают возможным значительно увеличить h_a^* – до 1,3 и 1,4 (передачи № 4 и № 6), что позволяет увеличить контактную прочность не на 3...7% (как при $\alpha = 28,5^\circ$), а на 27...34%. И все это известно и давно применяется.

Резерв же оценки (оценки, а не повышения) контактной прочности при переходе к эффективным напряжениям может быть использован при расчетах бочкообразных зубьев.

Что же касается этого резерва при учете концентрации нагрузки к торцу зуба, то здесь более вероятно превалирование противоположного эффекта: обнуление (на торце зуба) компонента напряженного состояния перпендикулярного к торцу приведет к росту эффективного напряжения.

Реальным повышением точности вычисления эффективных напряжений может служить применение математических методов теории упругости – МКЭ и МГЭ – с учетом также и касательных сил трения, а также фактически действующих нагрузок и других факторов.

2. Зацепление Новикова

2.1. Геометрия и контактная прочность

М.Л. Новиковым [2] разработана теория точечного зацепления, в основном варианте которого при полной приработке до линейчатого контакта линия контакта L_k лежит в торцевой плоскости, а в сечении, перпендикулярном к середине L_k , R_{np} контактирующих зубьев достигает необычайно больших величин.

Точная формула для R_{np} такой передачи была получена [4] Н.И. Колчиным и имеет вид

$$R_{np} = R_{np}^1 \frac{(\cos^2\alpha_t + \operatorname{ctg}^2\beta)^{3/2}}{\sin\alpha_t \operatorname{ctg}\beta}, \quad (3)$$

где R_{np}^1 – приведенный радиус кривизны центроид зубчатых колес;

α_t – угол давления в торцевой плоскости.

Получившая всеобщее распространение формула

$$R_{np} = R_{np}^1 \frac{1}{\sin\alpha_n \sin^2\beta}, \quad (4)$$

где α_n – угол давления (в нормальном сечении), для зубчатых передач, полученных методом обкатки, с головками зубьев основной рейки, описанными дугой окружности с центром на делительной прямой, впервые была представлена автором в 1959 году на конференции в ЛКВВИА им. А.Ф. Можайского [5] и несколько позже опубликована В.Н. Кудрявцевым [7].

Эта формула дает достаточно точные результаты лишь для передач с отсутствием коэффициентов смещения x исходного контура и размещением центра дуги головки зуба исходного контура на делительной прямой ($x_a = 0$).

В общем же случае для определения главных приведенных радиусов кривизны в точке контакта необходимо применение общих зависимостей дифференциальной геометрии. В частности, смещение центра дуги головки зуба с делительной прямой ($x_a > 0$) усредняет контактные свойства зацеплений Новикова и эвольвентного, что следует иметь в виду при создании исходного контура (при $x_a \rightarrow \infty$ профиль зуба стремится к прямой и зацепление – к эвольвентному).



Несмотря на малую длину линии контакта L_k , произведение $L_k R_{np}$ оказывается значительно больше такового для зубчатых передач с эвольвентным зацеплением. В [8] В.Н. Кудрявцев писал, что при изменении контура зуба, ведущем к увеличению угла между направлением зубьев и линией контакта, приведенный радиус кривизны в плоскости, перпендикулярной к этой линии, растет, достигая максимума при расположении линии контакта поперек зубьев.

В работах [9] и [10] автор показал, что при этом максимума достигает не только R_{np} , но и произведение $L_k R_{np}$, т.е. что в случае правомочности упомянутой формулы Герца контактная прочность зацепления Новикова должна быть наивысшей из всех возможных зацеплений.

Однако уже к концу 1950-х годов стало очевидным, что произведение $L_k R_{np}$, являющееся общепринятым и объективным критерием контактной прочности эвольвентного зацепления, совершенно не приемлемо для зацепления Новикова. Контактные напряжения в «сухом» статическом контакте определяются нормальной силой, функцией зазора и особой матрицей податливости – функцией не только механических свойств материала зубьев, но и формы контактирующих зубьев.

В задачах Герца (для линейчатого – цилиндрического и точечного – эллиптического контакта) используется сравнительно простая функция зазора и единая матрица податливости (Буссинеска) для упругого полупространства.

Упрощенно эти два случая применимости формулы Герца для линейчатого контакта к эвольвентному зацеплению и неприменимости к зацеплению Новикова можно свести к следующему.

В первом случае речь идет о плоской площадке контакта, которая, в первом приближении, имеет постоянную ширину (определяемую в полюсе зацепления) и длину, многократно превосходящую эту ширину, что позволяет сводить задачу к плоской; во втором случае, даже «спрямляя» дуговую линию контакта, «уплощая» площадку контакта и усредняя R_{np} вдоль L_k до значе-

ния в середине L_k , мы получим площадку контакта, протяженность (длина) которой в направлении вдоль R_{np} значительно превосходит L_k ; ну а без перечисленных допущений и точечном характере нагрузки все многократно усложняется. Автор не раз показывал абсурдность применения указанной формулы Герца для зацепления Новикова на примере семейства передач, имеющих постоянную ширину зубчатого венца и осевой коэффициент перекрытия и угол наклона, изменяющийся от конечной величины до нуля. При этом из формулы

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m}, \quad (5)$$

следует, что изменяется от конечной величины до нуля и значение m .

Из (5) и (4) следует, что для рассматриваемого семейства передач

$$L_k R_{np} = C / \sin \beta, \quad (6)$$

где постоянная для данного семейства передач C равна

$$C = \left(\frac{L_k}{m} \right) \frac{R_{np}^1 b_w}{\pi \sigma_p \sin \alpha_n}. \quad (7)$$

Из (6) следует абсурд: при $\beta \rightarrow 0$ $L_k R_{np} \rightarrow \infty$ и, следовательно, к бесконечности должна бы стремиться нормальная сила, допускаемая контактной прочностью.

Ну и что? Не в этом ли видит Г.А. Журавлев одну из причин бесперспективности применения зубчатых передач Новикова? Да, контактная прочность передач Новикова растет не так быстро, как произведение $L_k R_{np}$, но растет, и именно высокие значения R_{np} обеспечивают им устойчивое преимущество по контактной прочности, что подтверждено многочисленными экспериментами различных организаций и лиц.

Автор имеет опыт экспериментальных исследований и внедрения в промышленность зубчатых передач Новикова с начала 1960 года, а за последние 15 лет руководимая им редукторная фирма ООО «СПИН» (г. Орел) поставила на металлургические предприятия России

Таблица 1. Результаты расчета передач

№ п/п	α_w , мм	m , мм	β°	α°	h_a^*	Z_1	Z_2	x_1	$S_{a_1}^*$	$S_{a_2}^*$	ε_s	$K_{\alpha\beta\varepsilon}$
1	200	5	11,5	20	1	28	50	0	0,74	0,75	1,63	0,56
2	200	5	11,5	28,5	1	28	50	0	0,4	0,34	1,37	0,60
3	200	5	11,5	20	1,3	28	50	0	0,42	0,45	2,05	0,71
4	200	5	30	20	1	25	44	0	0,77	0,78	1,47	0,61
5	200	5	30	28,5	1	25	44	0	0,43	0,38	1,25	0,63
6	200	5	30	20	1,4	25	44	0	0,36	0,41	1,98	0,82

Примечание: в табл. 1: x_1 – коэффициент смещения исходного контура шестерни; $S_{a_1}^*$ и $S_{a_2}^*$ – относительные толщины вершин зубьев шестерни и колеса.



более 600 редукторов с зацеплением Новикова, каждый массой от 500 до 6500 кг, которые успешно эксплуатируются в тяжелых условиях, неизменно показывая лучшие результаты ранее эксплуатировавшихся на их месте редукторов с эвольвентным зацеплением.

К началу 1960 года лишь немногие авторы продолжали использовать в качестве основы для определения контактной прочности зубчатых передач Новикова формулу Герца для линейного контакта. Большинство же, отказавшись от этой формулы, перешло на эмпирические зависимости [8], смешанные [5] или использование формулы Герца для эллиптического контакта.

Последнее, по мнению Г.А. Журавлева, также не сулит теоретических преимуществ зацеплению Новикова, т.к. начальные нормальные контактные напряжения в зацеплении Новикова при применении существующих исходных контуров существенно выше, чем в эвольвентном. Остановимся на этом поподробнее. Рассмотрим контактную задачу цилиндрических зубчатых передач Новикова и эвольвентной на примере: $a_w = 200$ мм, $m = 5$ мм, $Z_1 = 17$, $Z_2 = 60$, $\beta = 15^\circ 44'$, $b_w = 70$ мм, момент на зубчатом колесе 2670 Н·м.

Для зацепления Новикова с исходным контуром по ГОСТ 15023-76, используя формулу Герца для эллиптического контакта, найден $\sigma_H = 948$ МПа. Однако формула Герца была получена с использованием матрицы податливости Буссинеска для упругого полупространства, а форма реальных контактирующих зубьев сильно отличается от полупространства и их податливость (особенно зуба, контактирующего головкой) значительно выше, что приводит к увеличению размеров площадки контакта и снижению контактных напряжений [11].

С учетом этого расчетные напряжения снижаются (по нашим оценкам) до $\sigma_H = 870$ МПа.

В [12] автор для возможности использования при расчете зубчатых передач Новикова обширных данных по допускаемым контактным напряжениям для эвольвентных передач предложил, опираясь на [14], определять для σ_H в эллиптическом контакте зацепления Новикова такие эквивалентные им напряжения $\sigma_{H\beta}$ при которых передача Новикова с нормальными контактными напряжениями σ_H по опасности контактного разрушения эквивалента эвольвентной с нормальными контактными напряжениями $\sigma_{H\beta}$. С учетом [14]

$$\sigma_{H\beta} = \frac{\sqrt{a^2 - ab + b}}{a + b} \sigma_H, \quad (8)$$

где a и b – большая и малая полуоси эллипса площадки контакта.

Условие контактной прочности передачи Новикова

$$\sigma_{H\beta} \leq \sigma_{H\beta'} \quad (9)$$

где $\sigma_{H\beta}$ – определенные по (8) для зацепления Новикова, а $\sigma_{H\beta'}$ – определенные для эвольвентной передачи допускаемые контактные напряжения.

С учетом этого максимальным нормальным контактным напряжением $\sigma_H = 870$ МПа (определенным с уче-

том изгибно-сдвиговых деформаций зубьев) соответствуют $\sigma_{H\beta} = 748$ МПа.

В той же передаче с эвольвентным зацеплением при расчете по ГОСТ 21354-87 $\sigma_H = 747$ МПа (почти идеальное совпадение – чисто случайное, и автор на такую точность, естественно, не претендует).

Для эвольвентной передачи полученный уровень контактных напряжений предельно низкий, т.к. получен в предположении отсутствия ошибок изготовления, несимметричных деформаций деталей передачи, кручения вал-шестерен и пр. В передачах же Новикова при тех же допущениях это лишь начальный уровень, начиная с которого приработка непрерывно понижает $\sigma_{H\beta}$ и повышает прочность.

Так при приработке до снижения разности Δr^* относительных радиусов ножки зуба исходного контура r_f^* и головки – $r_a^* \cdot 0,14$ (как в рассматриваемом примере) до 0,1 (а это, заметим, начальный уровень для передач с $m = 10$ мм) $\sigma_{H\beta}$ снижаются до 618 МПа, а контактная прочность повышается по сравнению с таковой эвольвентной передачи в 1,77 раза; приработка же до $\Delta r^* = 0,07$ снижает $\sigma_{H\beta}$ до 505 МПа и повышает прочность в 3,24 раза. Достижимый в каждом отдельном случае уровень повышения контактной прочности зависит от многих конкретных факторов, а приведенный здесь пример расчета показывает реальность уровней повышения, указываемых в различных источниках.

Заметим, что в МР 221-86 дифференцированный учет в расчете на контактную прочность влияния изгибно-сдвиговых деформаций зубьев и формы эллиптической площадки контакта заменили введением условных повышенных пределов контактной прочности (например, для цементации $\sigma_{H\text{elimb}} = 32,9\text{HRC}_3$ в сравнении с $\sigma_{H\text{elimb}} = 23\text{HRC}_3$ для эвольвентных передач). Эти повышенные пределы контактной прочности следует сравнивать с σ_H , определенными по формуле Герца для эллиптического контакта (без учета изгибно-сдвиговых деформаций).

2.2. Изломная прочность

Локальный характер контакта является причиной того, что изгиб воспринимает лишь часть длины зуба, что послужило основанием прогнозов о низкой изломной прочности передач с зацеплением Новикова. Однако более выгодная форма зубьев зацепления Новикова, более сильное, чем в эвольвентных передачах, снижение напряжений изгиба σ_f за счет большего угла давления α_n и, как следствие, большего радиального усилия F_r , воспринимаемого меньшей длиной зуба, чем окружное F_t , делают такую оценку неоднозначной.

По нашим исследованиям, равную изломную прочность имеют передачи Новикова и эвольвентные (при равных условиях) при углах $\beta = 20-25^\circ$: при меньших углах прочнее эвольвентные, при больших – передачи Новикова. В своей практике автор при $\beta < 20^\circ$ увеличивает модули в передачах Новикова в 1,2...1,5

раза по сравнению с эвольвентными, что благодаря более низким потерям на трение в них не создает проблем.

Достаточно надежный расчет номинальных напряжений изгиба σ_f можно вести по МР221-86 для передач с исходными контурами, охваченными этими МР. Автором в МР для ряда исходных контуров математическими методами теории упругости определены коэффициенты формы зуба Y_{VE} .

2.3. Об эволюции исходного контура зацепления М. Л. Новикова

В своей докторской диссертации, защищенной в 1954 году, М.Л. Новиков описал разработанный им новый принцип образования зацеплений и предложил для цилиндрических передач простейший вариант ОЛЗ (однолинейчатого зацепления). Р.В. Федякин в своей кандидатской диссертации предложил уже вариант ДЛЗ.

В 1957 году на отзыв М.Л. Новикову были представлены независимо разработанные нами чертежи цилиндрической передачи ДЛЗ с впервые предложенными для контроля общими нормальными. И в последующем мы активно выступали с популяризацией и доказательствами преимуществ передач ДЛЗ перед ОЛЗ [6]. Затем к активной пропаганде ДЛЗ подключился Ю.Ф. Коуба (исходные контуры УРАЛ-1 и УРАЛ-2). После этого передачи ДЛЗ стали вытеснять ОЛЗ и вскоре стали основным вариантом. В исходном контуре ДЛЗ выпуклая головка зуба сопрягалась с вогнутой ножкой участком прямой (ГОСТ 15023-67).

В результате при отображении основной рейки ДЛЗ на зубчатое колесо головка зуба колеса сопрягалась с ножкой участком эвольвенты.

При начальном касании между эвольвентными участками шестерни и колеса существует малый зазор, однако при упругой деформации зон эллиптического контакта и приработке эвольвентные участки вступают в контакт, что приводит, учитывая большую контактную жесткость эвольвентного зацепления, к концентрации на этом участке нагрузки и контактных напряжений и быстрому их выкрашиванию [11]. Появилось понятие о низкой контактной прочности околополюсной зоны и о желательности исключения ее из контакта. Здесь наметились два пути.

Л.П. Мищенко и Е.Г. Росливер предложили надежное исключение этой зоны из контакта за счет ступенчатого увеличения толщины зуба ниже околополюсной зоны, что одновременно и повышало изломную прочность зубьев, увеличивая толщину их ножки за счет головки. Нами же было предложено увеличение зазора в этой зоне за счет замены прямолинейного участка, соединяющего головку и ножку, вогнутым [15]. Однако появился и третий вариант: этот соединительный участок прямой резко увеличили по длине и увеличили его профильный угол, превратив в дополнительный контактный участ-

ток. Так появилось «смешанное зацепление» (предложенное и осуществленное В.Г. Тетерятченко [16] на Николаевском южно-турбинном заводе), о котором вскоре забыли.

Затем много лет спустя к «смешанному зацеплению» вернулся Г.А. Журавлев. Итак, смешанное зацепление есть совмещение зацепления Новикова (головка и ножка зуба) с развитым средним эвольвентным участком. Этот вариант неоднократно докладывался Г.А. Журавлевым на различных форумах, в том числе и на Координационном совете по внедрению зацепления Новикова при ВНИИРедукторе, не получая поддержки основных участников.

Наше отношение к этому зацеплению всегда было и остается критическим. Итак, в смешанном зацеплении на зубе располагаются три участка контакта: приближенно эллиптические площадки контакта на головке и ножке и длинная узкая площадка на среднем эвольвентном участке.

Контактная жесткость узкой площадки эвольвентного участка значительно выше таковой на эллиптических площадках головки и ножки [11]. Вследствие этого, при нагруженности зубьев с нулевым начальным зазором по всем зонам, контактные напряжения будут быстро расти на эвольвентном участке, а участки на головке и ножке зуба с эллиптическим контактом будут недогружены.

Конечно, при высокой точности изготовления и постоянной нагрузке¹ можно предусмотреть на эвольвентном участке определенный зазор, но в этом случае область применения пришлось бы ограничить передачами высокой точности, с постоянной нагруженностью и отсутствием износа. Кроме того, производственникам известно, что обеспечение контакта по двум линиям зацепления ДЛЗ представляет собой определенную технологическую сложность, которая еще усугубится с введением третьей контактной зоны. Известно, что определенные недостатки свойственны как зацеплению Новикова, так и эвольвентному – в смешанном же зацеплении они будут суммироваться. Так что «Богу богово, а кесарю кесарево».

Вывод из решения Джаромило о независимости изгибающих моментов в заделке при изгибе сосредоточенной силой бесконечно широкой консольной пластины от ее высоты – консоли (эквивалентная длина пластины, воспринимающий изгиб, пропорциональна ее высоте – консоли) и локальный характер нагрузки в зацеплении Новикова породил в свое время уверенность в том, что высота зуба мало влияет на напряжения изгиба. Однако оказалось, что это влияние весьма существенно, хотя и меньше, чем предсказывается решением плоской задачи.

Это влияние можно объяснить, во-первых, тем, что локальная нагрузка по эллиптической площадке все же не сосредоточенная сила, во-вторых, уменьшением

¹ Такую передачу (привод к винту от газовой турбины) испытывал В.Г. Тетерятченко.



с ростом высоты зуба угла давления α_n и, в-третьих, большей концентрацией σ_f в основании зуба. Очень низкие контуры, типа ДЛЗ-0,7-0,15 с высотой зуба 1,35m, основанные на завышенной оценке контактной прочности (следствие применения формулы Герца для линейчатого контакта), повышая изломную прочность, по сравнению с передачами по ГОСТ 15023-76 на 10–15%, резко проигрывают последним по контактной прочности. В результате, по современным представлениям, оптимальная высота зуба в зацеплении Новикова равна (1,8...2)m, а угол давления $\alpha_n = (30...35)^\circ$.

2.4. Гидродинамика и прирабатываемость

По мнению Г.А. Журавлева, сложившиеся представления о хорошей гидродинамике зацепления, обеспечиваемой большим $R_{пр}$, и хорошей прирабатываемостью, несовместимы. По нашему же мнению здесь нет никакого противоречия.

Большая толщина масляной пленки в зацеплении Новикова и более высокий КПД были получены в экспериментах Г.В. Куликова [17] и других работах, и нет оснований им не доверять. Как же и за счет чего происходит тогда приработка?

Контакт реальных тел начинается с нулевой площади контакта, которая определяется частным от деления нормальной силы, сжимающей тела, на минимальный предел смятия одного из них. Таким образом, всякий реальный контакт начинается с пластической деформации, а при относительном касательном перемещении тел сопровождается пластическим течением материала поверхности [18, 19]. В рассматриваемом выше примере величина суммарного износа δ зубчатых колес (истиранием и пластическим течением) с исходного $\Delta r^* = 0,14$ до достижения $\Delta r^* = 0,10$ и относительной (к модулю) малой полуосью эллиптического контакта $b^* = 0,215$ составляет $\delta = 0,0003m$, что при $m = 5$ мм дает $\delta = 0,0015$ мм = 1,5 мкм. При приработке до $\Delta r^* = 0,07$ – $\delta = 2,6$ мкм.

Принимаем во внимание, что при зубофрезеровке шероховатость $R_a = 3,2$, а полная высота гребешков шероховатости $R_z \approx 4R_a = 13$ мкм. Таким образом, для хорошей приработки достаточен суммарный износ, в пять раз меньший высоты гребешков начальной шероховатости! Вот в чем причина хорошей прирабатываемости. Простое визуальное наблюдение показывает, что приработанная контактная поверхность зуба (зацепления Новикова) нагартована и глянцева, что свидетельствует о пластическом характере приработки.

После такой приработки образуются благоприятные условия для смазки, что обеспечивает в эксплуатации высокую износостойкость.

Вот так и совмещается хорошая прирабатываемость, хорошая гидродинамика и высокая износостойкость.

2.5. Причины, сдерживающие более широкое внедрение

Утверждать, что все обстоит хорошо с внедрением зубчатых передач Новикова и нет никаких трудностей, конечно, нельзя.

Некоторые, и в том числе Г.А. Журавлев, несмотря на 50-летний «возраст» передач Новикова, их недостаточно широкое внедрение в промышленность пытаются объяснить бесперспективностью этого зацепления. Однако, принимая во внимание масштабы его применения в отечественном редукторостроении, существующее положение более правильно трактовать как достаточно широкое внедрение, несмотря на то, что технология производства зубчатых колес с зацеплением Новикова осталась, мягко говоря, на том же уровне, что и 50 лет назад, а учитывая всеобщий крайний износ оборудования – откатилась назад.

Вот в чем главная причина, сдерживающая более широкое внедрение.

Начнем с обрабатываемого инструмента. Точность профиля червячных фрез – основного зуборезного инструмента (производства цилиндрических зубчатых колес HRC₃ < 350) – обеспечивается точностью профилирования шлифовального круга при их затыловании. Так вот, профиль шлифовального круга образуется при помощи накатника, что не может сравниться с правой алмазом.

Роликом-накатником правился шлифовальный круг, причем в известных случаях и при зубошлифовке. Автор лично применял такую технологию зубошлифования цементированных зубчатых колес на Калужском турбинном заводе в 1961 году и лично наблюдал массовые прижоги на шлифованных поверхностях зубьев. Еще хуже с контрольным инструментом: то, что можно взять, используется из арсенала контроля эвольвентного зацепления, а также универсальный меритель.

Актуальной задачей и на сегодня остается:

- создание станков с алмазной правкой шлифовальных кругов при затыловании червячных фрез и зубошлифовке;
- обновление станочного парка;
- создание оборудования для комплексного контроля зуборезного инструмента и всех параметров зубчатых колес.

При решении перечисленных задач, уверен автор, и произойдет резкое расширение внедрения зубчатых передач с зацеплением Новикова.

3. Заключение (по поводу «...шума из ничего»)

1. Прогноз высокой контактной прочности зубчатых передач Новикова, основанной на очень больших главных приведенных радиусах кривизны в точке контакта, не является ошибочным.

Начальная (без приработки) контактная прочность, рассчитанная по формуле Герца для эллиптическо-



го контакта, учет увеличения полученной площади контакта и снижения контактных напряжений за счет дополнительной (по отклонению к упругому пространству) податливости зубьев, вызванной их изгибно-сдвиговыми деформациями, а также учет влияния формы эллиптической площадки контакта на величину эффективных напряжений оказывается близкой к контактной прочности передач с эвольвентным зацеплением.

Последующая приработка, снижающая относительную разность Δr^* радиусов ножки и головки контактных зубьев в 1,5...2 раза, повышающая начальную прочность в 2...3 раза, достигается при износе контактирующих поверхностей всего лишь на долю высоты гребешков шероховатостей, что легко обеспечивает начальную пластическую деформацией.

2. Необходимая для реализации высокой контактной прочности изломная прочность может быть достигнута увеличением модуля в 1,2...1,5 раза по сравнению с эвольвентными передачами.

3. Быстрая и хорошая прирабатываемость, повышающая чистоту контактных поверхностей зубьев, в сочетании с их малыми приведенными кривизнами

и специфической кинематикой, создает благоприятные условия для смазки (смещая режим к гидродинамическому) и, соответственно, снижает износ.

4. Таким образом, нарисованная Г.А. Журавлевым мрачная картина тупика в развитии зубчатых передач с зацеплением Новикова, вызванного ошибками в оценке их физических основ, совершенно не соответствует действительности, а вызвана, очевидно, ошибочным представлением Г.А. Журавлева о физических основах зубчатых передач с зацеплением Новикова.

5. Эйфория Г.А. Журавлева по возрождаемому им «смешанному зацеплению» равна нашему скептицизму. Право на пропаганду «смешанного зацепления» может быть завоевано достаточно широким внедрением его в промышленность и подтверждением положительных результатов внедрения и исследований независимыми исполнителями.

6. Актуальной задачей для более широкого внедрения зацепления Новикова, особенно в быстроходные передачи, является повышение уровня технологии их изготовления и контроля до совершенства уровня производства эвольвентных передач.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Журавлев Г.А. Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения // РиП. 2006. № 1 (04). С. 38–45.
2. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1958.
3. Кудрявцев В.Н. Несущая способность передач с зацеплением Новикова, лимитируемая прочностью рабочих поверхностей зубьев // Сб. трудов ЛМИ. Л., 1962. № 24.
4. Колчин Н.И. Определение радиусов кривизны в продольном нормальном к торцевому профилю сечения поверхности зубьев в зацеплении М.Л. Новикова // Материалы конференции ЛКВВИА им. А.Ф. Можайского «Пути снижения габаритов и веса зубчатых передач». Л., 1959.
5. Яковлев А.С. Определение контактных напряжений в зубчатых передачах Новикова // Там же.
6. Яковлев А.С. О выборе исходного контура зубчатых передач с зацеплением Новикова // Там же.
7. Кудрявцев В.Н. Пояснительная записка к руководящим материалам РТМ ЛенСНХ 2–60. Л., 1959. С. 8.
8. Кудрявцев В.Н. Расчет и проектирование зацепления М.Л. Новикова. Л., 1960.
9. Яковлев А.С. Обобщенная формула контактной прочности зубчатых передач. Информационное письмо НИИПТМАШ УДК 621.831. Краматорск, 1964.
10. Яковлев А.С. Влияние форм сопряженных поверхностей зубьев на контактную прочность передач. «Надежность и качество зубчатых передач 18-67-4». НИИИНФОРМТЯЖМАШ, УДК 621.833:539,4. 1967.
11. Яковлев А.С., Печеный В.И. Исследование некоторых вопросов жесткости зубьев зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления // Современные конструкции и расчет деталей машин. М., 1970. Вып. 1.
12. Яковлев А.С. К оценке напряженности материала зубьев передач с зацеплением Новикова // Известия вузов. Машиностроение. 1985. № 6.
13. Кудрявцев В.Н., Державцев Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкция и расчет зубчатых редукторов // Машиностроение. Л., 1971.
14. Ковальский В.С. Главнейшие вопросы оценки прочности зубчатых передач // Проблемы качества и прочности зубчатых передач. Ч. II: ЦБТИ. М., 1961.
15. Яковлев А.С. и др. Повышение стойкости главной передачи автогрейдера // Строительные и дорожные машины. 1973. № 4.
16. Тетерятченко В.Г. Конструирование зубьев колес с зацеплением Новикова и некоторые особенности смешанного зацепления // Расчет, конструирование и исследование передач. Ч. III: ОПИ. Одесса, 1958.
17. Куликов Г.В. Исследование влияния основных параметров зацепления на потери в передачах М.Л. Новикова. Автореф. дис. ... кандидата технических наук. М., 1958.
18. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М., 1977.
19. Боуден Ф. П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел // Машиностроение. М., 1968.



От Редакции

УРОК УВАЖИТЕЛЬНОГО ОТНОШЕНИЯ К ПРОТИВОПОЛОЖНОМУ МНЕНИЮ

Если отзыв А.С. Яковлева сопоставить с отзывами других оппонентов Г.А. Журавлева, в нем подкупают предельная корректность и точность аргументации. Содержанием и стилем своего отзыва он преподнес всем урок уважительного и выдержанного отношения к противоположному мнению. Шедвром, можно без преувеличения сказать, даже классикой корректности служит его фраза: «Эйфория Г.А. Журавлева по возрождаемому им смешанному зацеплению равна нашему скептицизму. Право на пропаганду смешанного зацепления может быть завоевано достаточно широким внедрением его в промышленность...» Благодаря этому своему таланту – дискутируя, сохранять уважение к оппоненту – А.С. Яковлев сумел полностью высказать собственное отношение к проблеме, не опускаясь при этом до прямых нападок на приверженцев иных точек зрения.

И здесь стоит вспомнить, что в работе, с которой началась дискуссия, сам Г.А. Журавлев не только ни в чем не принизил М.Л. Новикова, но в самой полной мере отдал должное полученным им научным результатам и ему самому (достаточно внимательно прочитайте его статью). Добавим, что и для стиля всех участников дискуссии, поддержавших Г.А. Журавлева, характерно вежливое и уважительное отношение к другим возможным взглядам на обсуждаемые спорные вопросы.

Что же касается критиков Г.А. Журавлева, то из их числа практически один А.С. Яковлев считает нужным придерживаться общепринятых рамок научной корректности. К сожалению, в оценках

статьи Г.А. Журавлева большинством других его оппонентов мы вынуждены отметить полную противоположность стилю А.С. Яковлева, вплоть до несдержанного и иногда даже высокомерного тона, который не способствует объединению общих усилий в поисках истины, а скорее разъединяет и отчуждает.

Достаточно привести только некоторые некорректные и несправедливые высказывания, вызывающие недоумение и не делающие, к сожалению, чести их авторам – уважаемым Редакцией ученым:

«...Статья в целом направлена фактически на дискредитацию передач Новикова...» «Невольно возникает мысль о какой-то организованной акции против этой передачи...» «Статья Г.А. Журавлева дезориентирует читателей, она направлена, по существу, на дискредитацию целого научного направления, связанного с исключительно прогрессивным и оправдавшим себя на практике зацеплением Новикова» (М.Е. Огнев)

«Покончить со спекуляциями по этому поводу...» «Налицо вольно или невольно спровоцированный формулировкой темы дискуссии уход от делового обсуждения...» «Редакция в своем комментарии не нашла ничего более подходящего, чем высмеивание деятельности А.Ф. Кириченко...» «Журавлев... создает искаженное представление у неосведомленного читателя...» «Редакция... во всех своих статьях... и многочисленных негативных комментариях... даже не пытается

себя разобраться в сути основных положений статьи...» «...Молодого специалиста данный вопрос должен был бы заинтересовать. Однако его рассуждения по этому поводу, нося отвлеченно-назидательный характер, только затуманивают проблему» «А.Ф. Кириченко квалифицировал статью... как принесшую значительный вред отечественному редукторостроению... Подобная оценка статьи не столь уж далека от объективности» (В.И. Короткин)

В отличие от этих образчиков «научной» полемики стиль, выбранный А.С. Яковлевым, ценен именно сейчас, когда для преодоления повсеместного отставания редукторостроительной отрасли России так необходимо возрождение научного потенциала, несомненным условием чего является консолидация, а не разобщение еще оставшихся в России ученых. Только уважительное, терпеливое отношение к противоположному подходу, построенное на учете мнения оппонента, способствует развитию творческой дискусионной обстановки, взаимообогащению и созиданию.

Надеемся, что голос А.С. Яковлева будет услышан другими участниками дискуссии. Хотелось бы, чтобы они взяли с него пример научной корректности и простой вежливости. Причем как по отношению к своим оппонентам, так и к Редакции, которая приняла на себя немалый труд, не говоря уже о довольно значительных финансовых расходах, чтобы обеспечить всем желающим равные возможности высказаться по существу вопроса.

