

## 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 – один из пионеров исследования и внедрения зубчатых передач с зацеплением Новикова, которые начал 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 Тепловодостроительный завод, 4 года НИИПТМАШ (г. Краматорск), 30 лет (до 1997г.) доцент Орловского технического Университета и с 1991г. 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 600тн.

Настоящая статья посвящена критической оценке положений и выводов статьи кандидата технических наук Журавлева Г.А. «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 – Яковлев А.С.). 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 прямозубых 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 –  $L_k \cdot R_{пр}$ . Основная трудность при этом состоит в учете: изменения вдоль линии  $L_k$  радиуса  $R_{пр}$ , 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 и перехода к

расчету по эффективным контактным напряжениям вряд ли могут принести существенный результат.

Известно, что с ростом угла  $\alpha$  растет  $R_{пр}$  и, следовательно, контактная прочность прямозубых передач (поскольку  $L_k$  в этих передачах обычно ограничена шириной зубча-того венца), что широко используется, например, в авиастроении.

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

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

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;

$R_{пр}^*$  - относительный (к модулю  $m$ ) радиус  $R_{пр}$

Подставив в | 1 | значения  $L_k$  и  $R_{пр}$  из [ 13 ], получим

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

$\alpha_{tw}$  - торцевой угол зацепления в полюсе;

$\alpha_t$  - торцевой угол зацепления на делительном диаметре.

Результаты расчета ряда передач, отличающихся углами  $\alpha$  и  $\beta$  и относительной высотой головки зуба исходного контура  $h_a^*$ , сведены в таблицу.

№ п/п	$\alpha_w$ мм	$m$ мм	$\beta^\circ$	$\alpha^\circ$	$h_a^*$	$Z_1$	$Z_2$	$x_1$	$S_{a1}^*$	$S_{a2}^*$	$\epsilon_s$	$K_{\alpha\beta\epsilon}$
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	1,36	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

$x_1$  - коэффициент смещения исходного контура шестерни;

$S_{a1}^*$  и  $S_{a2}^*$  - относительные толщины вершин зубьев шестерни и колеса.

Как видно из таблицы увеличения  $\alpha$  с  $20^\circ$  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 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  $25^\circ$ : эффекта не обнаружено. Следует также обратить внимание на то, что при  $h_a^*=1$  и  $\alpha=28,5^\circ$  относительные толщины вершин зубьев  $S_{a1}^*$  и  $S_{a2}^*$  предельно малы, а большие значения  $S_{a1}^*$  и  $S_{a2}^*$  при  $\alpha=20^\circ$  делает 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 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:

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

где:

$R_{np}^1$  – приведенный радиус кривизны центроид зубчатых колес;  
 $\alpha_t$  – угол давления в торцевой плоскости.

Получившая всеобщее распространение формула:

$$R_{np} = R_{np}^1 \frac{1}{\sin \alpha_n \sin^2 \beta}$$

где:

$\alpha_n$  – 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 доложена ав-тором в 1959 году на конференции в ЛКВВИА им. А.Ф. Можайского [5] и несколько поз-же 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 ведущему 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 правомерности упомянутой формулы Герца, контактная прочность зацепления Новикова должна быть наивысшей из всех возможных зацеплений.

Однако уже к концу 50-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 мы имеем плоскую площадку контакта, в первом приближении, постоянной ширины (определяемой в полюсе зацепления) и многократно

превосходящей эту ширину длины, 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 значения 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

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w * \sin \beta}{\pi m}$$

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

Из [5] и [4] следует, что для рассматриваемого семейства передач

$$L_k * R_{np} = C / \sin \beta$$

где постоянная для данного семейства передач  $C$  равна

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

Из [6] следует абсурд:  $\sin \beta \rightarrow 0$   $L_k R_{np} \rightarrow \infty$  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 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  $\sigma_{нэ}$  в эллиптическом контакте зацепления Новикова такие эквивалентные им напряжения  $\sigma_{нэ}$ , при которых передача Новикова с нормальными контактными напряжениями  $\sigma_n$  по опасности контактного разрушения эквивалента эвольвентной с нормальными контактными напряжениями  $\sigma_{нэ}$ .

С учетом [14]

$$\sigma_{нэ} = \frac{\sqrt{a^2 - ab + b}}{a + b} \sigma_n$$

где:

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

Условие контактной прочности передачи Новикова

$$\sigma_{нэ} \leq \sigma_{нр}$$

где  $\sigma_{нэ}$  – определенные по [8] для зацепления Новикова,  $\sigma_{нр}$  – определенные для эвольвентной передачи, допускаемые контактные напряжения.

С учетом этого максимальным нормальным контактным напряжением  $\sigma_n = 870$  МПа (определенным с учетом изгибно-сдвиговых деформаций зубьев) соответствуют  $\sigma_{нэ} = 748$  МПа.

В той же передаче с эвольвентным зацеплением при расчете по ГОСТ 21354-87  $\sigma_n = 747$  МПа (столь, 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  $\sigma_{нэ}$  и повышает прочность.

Так при приработке до снижения разности  $\Delta \rho^*$  относительных радиусов ножки зуба исходного контура  $\rho_f^*$  и головки –  $\rho_a^*$ , с 0,14 (как в рассматриваемом примере) до 0,1 (а это, заметим, начальный уровень для передач с  $m = 10$  мм)  $\sigma_{нэ}$  снижаются до 618 МПа, а контактная прочность повышается по сравнению с таковой эвольвентной передачи в 1,77 раза; приработка же до  $\Delta \rho^* = 0,07$  снижает  $\sigma_{нэ}$  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  $\sigma_{н\text{limb}} = 32,9$  НРС, в сравнении с  $\sigma_{н\text{limb}} = 23$  НРС, для эвольвентных передач). Эти повышенные пределы контактной прочности следует сравнивать с  $\sigma_n$  определенными по формуле Герца для эллиптического контакта (без учета изгибно-сдвиговых деформаций).

## 2.2. Изломная прочность.

Локальный характер контакта обуславливает, что изгиб воспринимает лишь часть длины зуба, что явилось причиной 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  $\sigma_F$  за счет большего угла давления  $\alpha_n$  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  $\beta = 20^\circ - 25^\circ$ : 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  $\sigma_F$ , можно вести по МР 221-86 для передач с исходными контурами, охваченными этими МР. Автором в МР

для ряда исходных контуров математическими методами теории упругости определены коэффициенты формы зуба  $U_{VB}$ .

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

В своей докторской диссертации, защищенной в 1954г., М.Л.Новиков разработал новый принцип образования зацеплений и предположил для цилиндрических передач простейший вариант ОЛЗ - однолинейчатого зацепления. Р.В.Федякин в своей кандидат-ской 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 чего 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 при-работке эвольвентные участки вступали в контакт, что приводило, учитывая большую контактную жесткость эвольвентного зацепления, [11] к концентрации на этом участке нагрузки и контактных напряжений и быстрому их выкрашиванию. Появилось понятие о низкой контактной прочности околополюсной зоны и о желательности исключения ее из контакта. Здесь, в основном, 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 участок. 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 мнение всегда было и остается к этому зацеплению критическим. Итак, в смешанном зацеплении на зубе располагаются 3 участка контакта: приблизительно 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 нагрузке (\*Такую передачу (привод к винту от газовой турбины) испытывал В.Г. Тетерятченко) 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 о малом влиянии высоты зуба 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 с ростом высоты зуба угла давления  $\alpha_n$  и, в-третьих, большей концентрацией  $\sigma_F$  в основании зуба. Очень низкие контуры, типа ДЛЗ-0,7-0,15 с высотой зуба 1,35м, 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  $(1,8 \div 2)$  м, а угол давления  $\alpha_n = (30 \div 35)^\circ$ .

#### **2.4. Гидродинамика и прирабатываемость.**

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

Большая толщина масляной пленки в зацеплении Новикова и более высокий к.п.д. 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 (с.5) величина суммарного износа  $\delta$  зубчатых колес (истиранием и пластическим течением) с исходного  $\Delta\rho^* = 0,14$  до достижения  $\Delta\rho^* = 0,10$  и относительной (к модулю) малой полуосью эллиптического контакта  $b^* = 0,215$  составляет  $\delta = 0,0003^*m$ , что при  $m = 5$ мм дает  $\delta = 0,0015$ мм = 1,5мкм. При приработке до  $\Delta\rho^* = 0,07$  –  $\delta = 2,6$ мкм.

Принимаем во внимание, что при зубофрезеровке шероховатость  $R_a = 3,2$ , а полная высота гребешков шероховатости  $R_2 \approx 4R_a = 13$ мкм. Таким образом, для хорошей приработки достаточен суммарный износ в 5 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 глянцевая, 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, недостаточно широкое внедрение в промышленность передач Новикова, несмотря на их 50-летний возраст пытаются объяснить бесперспективностью этого зацепления. Однако, принимая во внимание масштабы его применения в отечественном редукторостроении положение более правильно трактовать, как достаточно широкое внедрение, несмотря на то, что технологический уровень производства зубчатых колес с зацеплением Новикова остался, мягко говоря, на том же уровне, что и 50 лет назад при его рождении, а учитывая всеобщий крайний износ оборудования, откатился 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 HRC<sub>s</sub> < 350) обеспечивается точностью профилирования шлифовального круга при их затыловании. Так вот профиль шлифовального круга образуется при помощи накатника, что не может сравниться с правкой алмазом.

Роликом-накатником правился шлифовальный круг и, в известных нам случаях, при зубошлифовке. Автор лично применял такую технологию зубошлифования цементированных зубчатых колес на Калужском турбинном заводе в 1961 г. и лично наблюдал массовые прижоги на шлифованных поверхностях зубьев. Еще хуже с контрольным инст-рументом: что можно используется из арсенала контроля эвольвентного зацепления и 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»)**

3.1. Прогноз высокий 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 эллиптического контакта, учет увеличения полученной площади контакта и снижения контактных напряжений за счет дополнительной (по отклонению к упругому полупространству) 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  $\Delta r^*$  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 обеспечивается начальной пластической деформацией.

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

3.3. 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.

3.4. Таким образом, мрачная пиар - картина, нарисованного Г.А. Журавлевым, 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.

3.5. 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.

3.6. 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.

### **Список литературы**

1. Журавлев Г.А. - Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения. Ж. «Редукторы и приводы», №1(04)2006.
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, № 24. Л. 1962.
4. Колчин Н.И. – Определение радиусов кривизны в продольном нормальном к торцевому профилю сечения поверхности зубьев в зацеплении М.Л.Новикова. В материалах конференции ЛКВВИА им. А.Ф.Можайского «Пути снижения габаритов и веса зубчатых передач», Ленинград, 1959.
  5. Яковлев А.С. – Определение контактных напряжений в зубчатых передачах Новикова. Там же, 1959.
  6. Яковлев А.С. – О выборе исходного контура зубчатых передач с зацеплением Новикова. Там же, 1959.
  7. Кудрявцев В.Н. – Пояснительная записка к руководящим материалам РТМ ЛенСНХ 2-60 с.8, Л. 1959.
  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», НИИИН-ФОРМТЯЖМАШ, УДК 621.833:539,4 1967г.
  11. Яковлев А.С., Печень В.И. – Исследование некоторых вопросов жесткости зубьев зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления. В сб. «Современные конструкции и расчет деталей машин», Выпуск 1, М, 1970.
  12. Яковлев А.С. – К оценке напряженности материала зубьев передач с зацеплением Новикова. МВТУ, «Известия ВУЗов», Машиностроение, 1985, №6
  13. Кудрявцев В.Н., Державцев Ю.А., Глухарев Е.Г. – Конструкция и расчет зубчатых редукторов. «Машиностроение», Ленинград, 1971.
  14. Ковальский В.С. – Главнейшие вопросы оценки прочности зубчатых передач. в сб. «Проблемы качества и прочности зубчатых передач» ч. II, ЦВТИ-М. 1961.
  15. Яковлев А.С. и др. – Повышение стойкости главной передачи автогрейдера. Ж.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», часть III. ОПИ, Одесса, 1958.
  17. Куликов Г.В. – Исследование влияния основных параметров зацепления на потери в передачах М.Л. Новикова. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, Москва, 1958.
  18. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. – Основы расчетов на трение и износ. М.Машиностроение, 1977.
  19. Боуден Ф. П., Тейбор Д. – Трение и смазка твердых тел. Машиностроение, М., 1968.