

Послесловие

Статья В.И. Короткина носит название «Дождусь ли наконец научного оппонирования?» Само название статьи говорит о том, что ее автор, скорее всего, не относит к сколько-нибудь существенной аргументации все материалы дискуссии по зацеплению Новикова, опубликованные в журнале «Редукторы и приводы». В этой связи хотелось бы обратить внимание читателей только на один абзац статьи В.И. Короткина в ее подзаголовке «Еще раз о "загадочном" смешанном зацеплении IP». Читаем: «...у меня сложилось впечатление, что все мы втянуты в какую-то странную игру. Не понимаю, как можно всерьез обсуждать то, чего никто не видел?»

Прав был российский классик, сказав однажды: «Мы ленивы и нелюбопытны». Действительно, почему В.И. Короткин не сумел «увидеть» и изучить два-три десятка публикаций Г.А. Журавлева, касающихся предмета дискуссии, изданных ранее?.. Ведь этих двух ученых много лет отделяют друг от друга лишь стены одного учреждения, в котором они работают! Уверены, что там есть научный архив, научно-техническая и патентная библиотеки, доступ к сети Интернет, проводятся заседания по обсуждению итогов научной деятельности и т.д. и т.п.

Поэтому не ясно, что же мешало В.И. Короткину «удовлетворить свое научное любопытство» и своевременно разобраться в сути идей Г.А. Журавлева, ознакомиться с содержанием его многочисленных патентов, научных отчетов и пр.

Если действительно верно, что В.И. Короткин за столь длительное время не смог изучить материалы по столь важной для него тематике, созданные и находящиеся рядом, то что же говорить о других материалах по зацеплению Новикова, находящихся вне стен этой организации: в другом институте, в другом городе, за пределами России, в лабораториях зарубежных редукторных фирм и т.д. Ведь доступ к ним действительно намного более сложный, чем к описанию «загадочного» зацепления IP!

Так или иначе, но эту неразрешимую для В.И. Короткина информационную проблему решила редакция журнала «Редукторы и приводы». По ее просьбе Г.А. Журавлев подготовил две статьи. Одна из них в настоящем выпуске журнала печатается в сокращенном авторском варианте, вторая – в формате авторского реферата (полностью обе статьи размещены на сайте www.reduktor-news.ru). Читайте и дискутируйте!

ЭФФЕКТЫ КРИВИЗНЫ КОНТАКТА ТЕЛ, МОДЕЛИРУЕМЫХ УПРУГИМИ КРУГОВЫМИ ЦИЛИНДРАМИ, И ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Г.А. Журавлев, к.т.н.

Реферат статьи

Выполнен анализ практики контактных расчетов, наглядно иллюстрирующий выявление эффектов кривизны контакта (эффектов большего, относительно классического решения плоской контактной задачи Герца и традиционных представлений теории и практики контактных расчетов, влияния кривизн контактирующих тел на несущую способность их контакта) упругих тел, моделируемых круговыми цилиндрами. Показано, что характерное для реальных условий контактного взаимодействия упругих тел (с номинально начально-линейным касанием) начально-точечное их касание приводит к проявлению существенно нелинейных взаимосвязей допускаемой силы сжатия F_p и приведенного радиуса кривизны ρ тел, моделируемых упругими круговыми цилиндрами (например, $F_p = c\rho^k$, $k > 1$). Во многих случаях применение классического решения плоской контактной задачи Герца снижает точность расчетов и сдерживает реализацию значительных резервов прочности деталей различных машин и механизмов.

Сделан вывод о том, что влияние гидродинамических факторов не определяет ни само явление роста несущей способности эвольвентной передачи при увеличении угла зацепления, ни принципы выбора

его рационального значения. Выявлено, что значительные резервы повышения (вплоть до превышающего двукратное) нагрузочной способности сохраняют эвольвентные и другие системы зацепления с торцовым перекрытием и с фазами начально-линейного касания зубьев, например системы сверхаддитивного смешанного зацепления, включающие фазы точечного зацепления Новикова. Реальных преимуществ традиционных передач Новикова не хватает для компенсации их несоответствия современным тенденциям развития техники.

Выявление эффектов кривизны контакта (и, в частности, эффекта роста угла зацепления эвольвентной передачи) делает весьма актуальным уточнение методов контактного расчета упругих тел с номинальным начально-линейным (или близким к нему) касанием, создает возможности для инновационного прорыва в теории зубчатых передач и для интенсивного развития редукторостроения. – Библ. 35 назв.

(Полностью статья опубликована на сайте журнала РиП 10.04.2007, см. <http://www.reduktor-news.ru/arc/otziv/1/25/25.pdf>)



К ОБСУЖДЕНИЮ ФИЗИЧЕСКИХ ОСНОВ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Г.А. Журавлев, к.т.н.

1. Введение

Памятуя о том, что дискуссия есть не что иное, как публичное обсуждение какого-либо спорного вопроса (а в нашем случае ее тема четко сформулирована – она вынесена в заголовок дискуссионной статьи [1]), автор тщетно искал в негативных откликах следы серьезных доводов по существу предмета дискуссии. Конечно, можно поднимать и любые другие вопросы, но, видимо, есть смысл рассматривать их в первоочередном порядке только в том случае, если это приведет к получению конкретных выводов по теме дискуссии.

Приходится констатировать, что ни одного доказательного мнения «против» не прозвучало: либо голое отрицание (например, «в 1964 году... идеи точечного зацепления победили окончательно и бесповоротно» [9] или «нет ошибочности физических основ зацепления Новикова» [11], так как сама система зацепления Новикова [2] незыблема – как это похоже на знаменитое: «Этого не может быть, потому что не может быть никогда»), либо уход в сторону от предмета дискуссии – «сторонние» вопросы и составляют большую часть содержания негативных откликов.

А где же доказательство «незыблемости» физических основ зацепления Новикова? Такой буквально «сакральный» характер отношения к физическим основам уже нанес и продолжает наносить большой вред теории и практике самого зацепления Новикова, зубчатых передач в целом.

В то же время положительные отклики, хотя и содержат разнообразные и весьма интересные иллюстрации необходимости пересмотра физических основ совершенствования зубчатых передач и методов их контактного расчета, к сожалению, почти не затрагивают собственно физические основы создания зацепления Новикова. Несомненно, сказывается барьер переосмысления общепринятых и давно устоявшихся (и не только в зубчатых передачах) подходов к контактным расчетам упругих тел с начально-линейным касанием, традиционно основанных на решении плоской контактной задачи Герца.

Понимая то, что «уход» («вправо» или «влево») от оценки самого предмета дискуссии скорее всего можно объяснить инерцией, конъюнктурными целями и/или трудностью восприятия «негерцевского подхода», чем научными соображениями, автор вынужден (начиная со статьи [3]) следовать по пути системного изложения (как в рамках основного предмета дискуссии, так – и в свете «сторонних» вопросов, поднятых в откликах)

материалов оценки физических основ создания зацепления Новикова.

Только последовательное результативное обсуждение комплекса отдельных решений (полученных автором статьи [1]) следующих задач:

- об ошибочности физических основ зацепления Новикова;
- об ошибочности традиционных представлений о физических основах совершенствования эвольвентных зубчатых передач;
- о выявлении эффектов кривизны контакта;
- об определении области рационального применения в расчетной практике решения плоской контактной задачи Герца;
- о точечной концепции контактных расчетов упругих тел с начально-линейным касанием;
- об определении физических основ совершенствования зубчатых передач на базе эффектов кривизны контакта;

а также ряда разработок (на базе эффектов кривизны контакта), например:

- эвольвентных (квазиэвольвентных) зубчатых передач с углом зацепления, выбранным в зависимости от параметров реального контакта зубьев;
 - сверхаддитивного пространственного смешанного зацепления IP;
 - сверхаддитивного плоского смешанного зацепления IP
- сделает более аргументированным обоснование и обсуждение каждого следующего (очередного) предмета дискуссии.
- Тем не менее, учитывая не только актуальность поднятых в статье [1] вопросов (показательны обилие [4–30] и поляризация мнений, а также рост популярности журнала РИП [6]), но и необходимость результативного завершения основной дискуссии, автор предлагает лишь первоначальный вариант текста настоящей статьи. Окончательный ее вариант будет подготовлен после появления в печати доказательства «незыблемости» физических основ зацепления Новикова или признания (авторами негативных откликов) их ошибочности. Только в этом может быть заключен смысл персонального или коллективного участия в настоящей дискуссии.

Несмотря на оказываемое с разных сторон давление, автор готов вновь подписаться под каждым словом статьи [1], за исключением допущенной в библиографии к ней одной неточности. Пользуясь случаем, автор приносит извинения Ф.Л. Литвину, Р.-Н. Feng и С.А. Лагутину



за досадную опечатку в ссылке на их работу ([18] – в статье [1]); в списке литературы к настоящей статье она исправлена [40].

2. Основные причины ограниченности сферы рационального применения традиционных передач Новикова

Снижение (по мере увеличения твердости зубьев) конкурентоспособности традиционных передач Новикова определено существенным различием точечной и линейчатой систем зацепления по условиям приработки зубьев в их торцовых сечениях. С одной стороны, особенности эвольвентного зацепления – слабое влияние приработки зубьев на геометрию их торцового профиля и возможность дополнительного улучшения показателей (благодаря проявлению эффектов кривизны контакта) по мере увеличения твердости зубьев. С другой стороны, особенностями зацепления Новикова являются значительное влияние прирабатываемости зубьев на их геометрию в торцовых сечениях (и возможность дополнительного улучшения «мягких» колес), которое снижается по мере увеличения твердости зубьев.

Дополнительные недостатки традиционных передач Новикова с твердыми зубьями [1]:

- снижение прирабатываемости и, как следствие, снижение плотности контакта зубьев;
- большее влияние низкой конструктивной гибкости, обусловленной такими особенностями кинематики, при которых величина теоретического угла давления α_k лежит в средней части интервала $[\alpha_{1\sigma}, \alpha_\sigma]$, при этом $\alpha_k > \alpha_{1\sigma}$, где $\alpha_{1\sigma}, \alpha_\sigma$ – углы профиля головки зубьев, соответственно, в нижней и в верхней граничных точках (рис. 1), а компенсация негативного влияния отклонений межосевого расстояния осуществляется выбором величины разности $\Delta r = r_f - r_\sigma$ радиусов r_f (у ножки) и r_σ (у головки) кривизны профилей зубьев, адекватной допустимым значениям этих отклонений;
- консольный характер контактного нагружения зубьев, определяющий снижение их глубинной прочности;
- большее влияние низкой изгибной прочности зубьев;
- существенное снижение технологичности (усложнение формы торцового профиля зубьев и зубообрабатываемого инструмента) при исключении фазы полюсного контакта и улучшении параметров по изгибной прочности зубьев (боковая сторона торцового профиля зубьев содержит до восьми разных участков);
- противоречивость влияния параметров исходного контура зубьев при их улучшении с позиций контактной выносливости и изгибной прочности зубьев;
- снижение (по мере увеличения твердости зубьев) конкурентоспособности относительно эвольвентного зацепления, обусловленное ростом плотности контакта зубьев и проявлением эффектов кривизны контакта в эвольвентных передачах, с одной стороны, и снижени-

ем плотности контакта зубьев традиционных передач Новикова – с другой.

Хорошая прирабатываемость «мягких» передач Новикова в основном обусловлена пластическим деформированием зубьев, влияние которого существенно снижается по мере увеличения твердости поверхностей зубьев. Процесс приработки «твердых» зубьев в большей степени определен другими видами изнашивания. Остановимся подробнее на отмеченном в [1] влиянии консольного характера нагружения зубьев. В работах [1, 34, 35] показано, что развитие значительных (по высоте зуба) размеров площадки мгновенного контакта в сочетании с консольным характером заделки зуба приводит к росту в пределах такой площадки изгибных и сдвиговых деформаций, являющихся результатом взаимного влияния отдельных участков нагруженной поверхности и определенным образом изменяющих напряженное состояние и прочностные характеристики зубчатых колес.

Методом конечных элементов получено решение задачи определения напряженно-деформированного состояния консольной балки, нагруженной системой распределенных сил при условии соизмеримости высот площадки контакта и балки [34, 35]. Прямоугольная рейка с контуром [36] типа ДЛЗ (рис. 1) нагружена вдоль зуба равномерно, а по торцовому профилю головки (который очерчен дугой окружности радиуса $r_\sigma = 12$ мм) – распределенным по параболическому закону нормальным усилием. Показано, что при учете изгибно-сдвиговых деформаций уменьшение максимальных нормальных напряжений σ_{\max} в контакте сопровождается относительным увеличением максимальных касательных напряжений τ_{\max} в теле балки, изменением глубины их залегания (рис. 1) и смещением области с τ_{\max} к основанию зуба. Изолинии $\tau = \text{const}$, нанесенные на рис. 1, наглядно демонстрируют искажение картины напряженного состояния.

По мере увеличения плотности контакта величина отношения $\frac{\tau_{\max}}{\sigma_{\max}}$ возрастает от 0,18 до 0,62, то есть с уменьшением приведенной кривизны торцовых профилей зубьев относительная величина $\frac{\tau_{\max}}{\sigma_{\max}}$ увеличивается, даже если абсолютные значения τ_{\max} и σ_{\max} уменьшаются.

Сопоставление результатов экспериментального и теоретического исследований нагруженного выступа с учетом изгибно-сдвиговых деформаций показало достаточно хорошее их соответствие, что подтверждает справедливость выводов теоретического анализа.

Результаты исследования [34, 35], хотя и относятся к задаче о плоской деформации, в качественном отношении не теряют своей силы и для пространственного случая.

Выявление эффектов влияния изгибно-сдвиговых явлений позволяет объяснить причины разрушения зубьев передач Новикова с выходящими на поверхность контакта трещинами. В свете изложенного далеко не безупречным выглядит и стремление к максимальному увеличению размера площадки контакта по высоте

зубьев – при снижении нормальных напряжений на поверхности контактирующих тел напряженное состояние в их глубине может измениться неблагоприятным образом. Эти выводы становятся определяющими для зубьев передач Новикова с поверхностным упрочнением.

Приведенный анализ показывает недостаточность решения чисто «контактных» задач в исследованиях передач Новикова и необходимость корректировки расчетных методик и приемов упрочнения зубьев. Он приводит и к выводу о целесообразности снижения высоты рабочего участка зубьев. Показатели контактной (в обобщенном смысле) прочности традиционных передач Новикова с твердыми зубьями ограничены условиями их прирабатываемости, с одной стороны, и влиянием «консольного» эффекта – с другой стороны.

К наиболее существенным недостаткам традиционных передач Новикова относятся значительные ограничения в использовании резервов улучшения параметров внеполюсного зацепления – выбор величины Δr в функции отклонений межосевого расстояния и начально-точечное касание зубьев в контакте, значительные потери поверхности зубьев из-за большого радиуса вогнутого технологического участка в зоне полюса и высокая чувствительность их контакта к отклонениям межосевого расстояния. Уровень реального повышения плотности контакта зубьев (из-за высоких приведенных кривизн профилей зубьев в их продольном направлении) зацепления Новикова чаще всего недостаточен для компенсации негативных особенностей его кинематики. Большая продольная локализация контакта и отсутствие профильного перекрытия приводят к неудовлетворительным показателям задиростойкости, изгибной выносливости зубьев и виброакустики, к таким ограничениям конструктивной гибкости традиционной передачи Новикова, как увеличенные осевые усилия, габарит и масса опор; высокая чувствительность к отклонениям (технологическим и деформативным) геометрии; принципиальное отсутствие безыносного режима работы и возможностей выполнения зубчатых колес прямыми и/или узкоконцевыми.

Недостатки традиционных передач Новикова, проявляющиеся вследствие ошибочности физических основ зацепления Новикова, приводят к резкому сокращению сферы рационального применения зацепления Новикова. И все же удивительно слышать от оппонентов статьи [1] весьма странное (в форме возражения) признание факта резкой ограниченности сферы применения традиционных передач Новикова [11, 20]: «Может, автор статьи объяснит, как можно прекратить то, что и не началось? В автомобилях, например, передачи Новикова никогда не применялись, они там просто не нужны в силу невостребованности их основных достоинств...» [11], «В автостроении нагрузочная способность и габариты приводов не лимитируются зубчатыми передачами, и отказ от технологически освоенных эвольвентных передач оснований не имеет. В тракторах, несмотря на

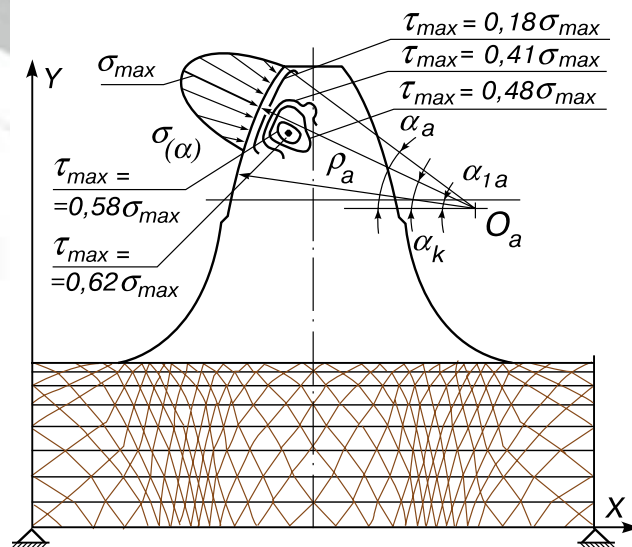


Рис. 1. К определению местного напряженного состояния зубчатых колес с разной плотностью контакта зубьев

высокую энергоемкость привода, по конструктивным соображениям применяются прямозубые передачи...» [20].

Но обратимся к другим данным, начиная от следующей давней констатации факта: «Работы по внедрению передач с новым зацеплением проводятся во Всесоюзном научно-исследовательском тепловозном институте в г. Коломна, на Коломенском тепловозостроительном заводе им. Куйбышева, на Горьковском автозаводе, на Новокраматорских заводах в г. Краматорске и в г. Электросталь, на Кировском заводе в Ленинграде и десятках других заводов страны» [2] и кончая более поздними многочисленными работами над зацеплением Новикова в автомобилестроении (НАМИ, НИИТМ, ЗИЛ, КАЗ и т.д.) и в других отраслях транспортного машиностроения. Перечень можно продолжать долго...

И это закономерно, ведь **в традиционно повторяющихся утверждениях о физических основах декларируется полное превосходство зацепления Новикова над эвольвентным зацеплением: «Новые системы точечного зацепления могут найти успешное применение практически во всех отраслях машиностроения, начиная от высоконапряженных передач большой мощности в транспортной технике (в самолетах, кораблях, электровозах, автомобилях, танках и пр.) и кончая недорогими передачами для сельскохозяйственных машин. Только в так называемых кинематических передачах, в которых вопросы прочности стоят на втором месте и где требуются малые осевые размеры зубчатых колес (например, в часовых и им подобных механизмах), преимущества остаются на стороне существующих систем линейчатого зацепления»** [2].

Что же изменилось с тех пор, когда эвольвентному зацеплению оставили место только «в часовых и им подобных механизмах» [2]? По сути, в оценках сферы



применения передач ДЛЗ, сделанных специалистами в области зацепления Новикова, ничего не произошло – как и прежде, монографии, обзорные материалы по зацеплению Новикова не дают даже намека на рекомендации по выбору какой-либо ограниченной ниши для рационального применения зацепления Новикова. То есть такого ограничения не существует «по определению».

И вдруг, несмотря на это, нас с возмущением поучают: «Но зацепление Новикова не является, да и не может по определению являться альтернативой эвольвентному...» [20].

Не стоит ли, наконец-то, задуматься, почему передачи Новикова, созданные прежде всего для транспортного машиностроения, «просто не нужны» для него? И почему в транспортной технике (которая по многим показателям лимитируется именно зубчатыми передачами!) «отказ от технологически освоенных эвольвентных передач оснований не имеет»? Не хочется думать, что авторы откликов не понимают этого... Но тогда что все же значат их сентенции? Должно быть, и здесь цель оправдывает средства. Тем не менее с удовлетворением отметим, что сам факт нецелесообразности применения зацепления Новикова в ряде наиболее емких (по объемам производства зубчатых колес) транспортных отраслей машиностроения уже вынуждены признать и оппоненты в процессе дискуссии по статье [1].

Да, традиционные передачи Новикова имеют «свою» сферу рационального применения [1]. В статье [1] показано еще и то, что эта сфера незначительна и имеет тенденцию к снижению. Напомним (цитаты взяты из [11, 20]), что именно в транспортных отраслях, в которых передачи Новикова «просто не нужны» [11], а «отказ от технологически освоенных эвольвентных передач оснований не имеет» [20], по данным ASME, одно лишь автомобилестроение поглощает более 60 (!) процентов (в стоимостном исчислении на 1988 год) мирового производства зубчатых колес. И наконец, как же все это связать с физическими основами, диктующими ничтожно малые просторы для эвольвентного зацепления: «Только в так называемых кинематических передачах, в которых вопросы прочности стоят на втором месте и где требуются малые осевые размеры зубчатых колес (например, в часовых и им подобных механизмах), преимущества остаются на стороне существующих систем линейчатого зацепления» [2].

Поскольку авторы негативных откликов до появления статьи [1] вообще не ограничивали сферу применения зацепления Новикова, будем считать, что статья [1] помогла им сделать принципиальный шаг к выявлению ниши для рационального применения зацепления Новикова, к повышению объективности сравнительных оценок эвольвентного зацепления и зацепления Новикова.

Выявление эффектов кривизны контакта позволяет связать между собой сферу рационального применения зацепления Новикова и область применимости

плоской контактной задачи Герца. Почти везде, где для расчета эвольвентных передач применима модель плоской контактной задачи Герца, вместо эвольвентного зацепления может быть успешно использовано зацепление Новикова. Хотя и здесь (в области хорошо прирабатываемых передач с «мягкими» зубьями) недостатки кинематики точечного зацепления (с высокой локализацией контакта вдоль линии зубьев, с условиями по осевому перекрытию зубьев и по осевому размеру передачи, с отсутствием торцового перекрытия и т.д.) не всегда могут быть скомпенсированы достоинствами зацепления Новикова. А вот увеличение твердости зубьев даже по контактной прочности зубьев оказывается значительно более эффективным (при использовании эффектов кривизны контакта) для эвольвентного зацепления, чем для точечного зацепления Новикова.

Сочетание дополнительных достоинств эвольвентного зацепления и дополнительных недостатков зацепления Новикова в передачах с твердыми зубьями приводит к резкому ограничению сферы рационального применения традиционных передач Новикова.

3. Ретроспективный взгляд на аддитивное смешанное зацепление и применение эффектов кривизны контакта в разработке сверхаддитивных смешанных зацеплений пространственного типа

История развития зубчатых передач знает две попытки смены «власти» путем замены доминирующей в промышленности системы зацепления. Это были совершенно разные попытки – по методу их осуществления (эволюционная и, наоборот, революционная), по сути (переход к эвольвентному зацеплению и, наоборот, попытка отказа от эвольвентного зацепления), по предварительной оценке уровня потенциальной сферы использования (неопределенный и, наоборот, неограниченный уровень) и по результату (успешная и, наоборот, неудачная).

Первая такая попытка (в начале XX века) была связана с приходом эвольвентного (взамен циклоидального) зацепления. Удачной она оказалась во многом благодаря эволюционному характеру всего процесса – посредством создания, как промежуточного варианта, смешанного (еще не эвольвентного, но уже и не циклоидального) озоидного (эвольвентно-циклоидального) зацепления [37, 59]. В давно отмененном стандарте СССР [38] читаем: «Смешанным называется зацепление, образованное в различных участках по разным законам». Учитывая то обстоятельство, что после отмены стандартов США и СССР, в которых упоминалось смешанное зацепление, мы ввели этот термин уже в ином контексте, позволим себе (на фоне создания систем сверхаддитивного смешанного зацепления [41, 42, 44, 46–48, 58]) классифицировать озоидное зацепление [37] как частный случай (с параметрами различных участков торцового профиля, кинематически строго определяемыми условиями их



непосредственного сопряжения) более общего (сверхаддитивного) принципа смешанности.

Озоидное зацепление считалось «большим шагом вперед» [37] по сравнению с циклоидальным зацеплением и с применяемыми тогда вариантами эвольвентного зацепления (с углом исходного контура зубьев $\alpha = 14,5^\circ$). Использование в озоидной передаче эвольвентных участков (вместо циклоидальных) в зоне точки полюса уменьшало приведенную кривизну торцовых профилей зубьев и повышало их контактную прочность. И хотя на озоидные передачи еще долго действовал стандарт США [59], они постепенно (по мере совершенствования эвольвентного зацепления) оказались полностью вытесненными из промышленности чисто эвольвентными передачами. Технологические преимущества эвольвентного зацепления были усилены переходом к увеличенному углу исходного контура до $\alpha = 20^\circ$, что улучшило показатели эвольвентного зацепления по снижению (почти в 2 раза) минимального числа зубьев колес (при использовании зубообрабатывающего инструмента реечного типа). В результате эвольвентное зацепление де-факто стало альтернативой циклоидальному зацеплению, а упоминание озоидного зацепления и самого понятия смешанности зацеплений надолго ушло из стандартов и другой научно-технической литературы.

Вторая попытка носила революционный характер, она была связана с созданием и освоением (в разных отраслях машиностроения и в различных частях света) зацепления Новикова непосредственно как альтернативы доминанте – эвольвентному зацеплению. Напористый характер действий и очевидные преимущества в ширококонцевых цилиндрических передачах с «мягкими» зубьями действительно сначала способствовали успеху ряда (чаще – показательных) применений зацепления Новикова с «твердыми» зубьями. Но ошибочность физических основ создания зацепления Новикова привела к завышению оценки несущей способности (и потенциальной сферы использования) передач Новикова и к ее занижению для эвольвентных передач – тем большими, чем значительней технический уровень конструкций. В результате революции не получилось – реальная сфера использования зацепления Новикова оказалась незначительной, из «столицы» технического уровня (вертолетостроение и другие транспортные отрасли) зацепление Новикова ушло в «провинцию» современной техники, где периодически еще возникают «новиковские» бунты, но и там все чаще власть возвращается к эвольвентному зацеплению.

История аддитивного смешанного зацепления на базе эвольвентного и новиковского зацеплений изложена в статье [41]. Полная аддитивность смешанного зацепления на базе простого соединения эвольвентных и новиковских участков (с общей нормалью в каждой точке сопряжения) достигнута В.Г. Тетерятченко [39] с выполнением эвольвентного участка со стандартным (для эвольвентного зацепления) углом $\alpha = 20^\circ$.

Жесткая взаимосвязь параметров эвольвентного и новиковского зацеплений ($\alpha = \alpha_{1a}, \alpha_k > \alpha$) не позволяла сделать участки эвольвентного зацепления контактными с достаточно надежным нагружением. Легко показать, что в одних случаях эвольвентные участки могли оставаться неконтактными, а в других случаях они были перегружены и питтинговали.

Предложенные нами системы сверхаддитивного смешанного зацепления IP принципиально отличаются от аддитивного зацепления (типа [39]), в том числе – по физическим основам, по условиям сопряжения участков зубьев, по структуре профиля, по возможностям выбора параметров каждого из участков зубьев и регулирования распределения нагрузки между ними. Основой создания пространственных передач IP являются эффекты кривизны контакта [3] и эффект геометрического концентратора [42, 49, 58, 62].

Перспективными вариантами использования зацепления Новикова в передачах с «твердыми» зубьями являются внеполюсная и полюсная разновидности сверхаддитивного пространственного смешанного зацепления IP-Baf [47, 48, 62].

Цилиндрические косозубые передачи IP-Baf имеют расчетную базу, прошли технологическую проверку изготовлением червячных фрез и фрезерованных зубчатых колес, а также оценкой пятна контакта зубьев на контрольно-обкатном станке. Опыт реализации различных передач на базе эффектов кривизны контакта (в том числе – эвольвентных и IP-B) и эффектов кривизны геометрического концентратора (IP-B) показывают перспективность освоения передач IP-Baf, а неидентичность исходных контуров зубьев в условиях рыночной экономики не играет заметной роли.

К тому же нами реализованы разные методы шлифования зубьев цилиндрических колес с неэвольвентным профилем зубьев на обычных (без ЧПУ) зубошлифовальных станках: методом огибания на станке ZSTZ-0.6 (NILES), на станках с правкой шлифовального круга фасонным роликом; на станках с коническим двухсторонним шлифовальным кругом (например, 5M841), на основе специального механизма с фасонным копиром [60]. Разработана и реализована теория технологии обработки (в том числе – шлифованием) косозубых цилиндрических колес с зубьями неэвольвентного профиля методом копирования [61].

4. Ошибочность физических основ зацепления Новикова

Сфера рационального применения зацепления Новикова определена соотношением его эксплуатационных показателей с эксплуатационными показателями эвольвентного зацепления, а это соотношение, в свою очередь, задано физическими основами.

Важнейшее отличие эвольвентных передач от традиционных передач Новикова по их эксплуатационным показателям кроется в разной их зависимости от условий прирабатываемости зубьев. С ухудшением



прирабатываемости зубьев точечное зацепление Новикова теряет многие преимущества по контактной прочности, тогда как передачи с начально-линейным касанием зубьев (благодаря проявлению эффектов кривизны контакта) приобретают возможность своего кардинального улучшения.

По мере расширения объемов производства высокоскоростных и/или с «твердыми» зубьями (а именно таковы современные тенденции) и улучшения эвольвентных и других передач с фазами начально-линейного касания зубьев (на базе реализации эффектов кривизны контакта) сфера рационального применения традиционных передач Новикова снижается. Реальных преимуществ зацепления Новикова по контактной прочности зубьев хватает (для должной компенсации хотя бы некоторых недостатков его кинематики) только в широковенцовых тихоходных передачах с «мягкими» зубьями.

На чем же все-таки зиждется современная доказательная база физических основ зацепления Новикова?

Еще в период работы Координационного совета основными доводами в поддержку физических основ зацепления Новикова были расчеты по табл. 1 и результаты опытов Л.В. Браиловского.

Табл. 1 показывает (на примере эвольвентной передачи: $a_w = 160$ мм, $m = 3,15$ мм; $b_w = 45$ мм; $\beta = 17^\circ 17' 02''$; $z_{1,2} = 32/65$; $x_{1,2} = 0$; сталь 25ХГМ, нитроцементация и закалка до $H_{\text{нов}} \geq \text{HRC56}$), что увеличение угла исходного контура α и угла зацепления α_{tw} (при $\alpha_{\text{tw}} = 19,3^\circ \dots 31,2^\circ$) не влияет на уровень поверхностной прочности зубьев и приводит к снижению глубинной прочности.

Высота головки зубьев $h_a = 0,293m$ принята равной высоте эвольвентного участка у головки (h_{ae}) зуба IP 31-33В (рис. 2), чтобы проиллюстрировать, что нет смысла увеличивать угол α в передаче IP.

Опыты Л.В. Браиловского (на «мягких» тихоходных эвольвентных косозубых цилиндрических передачах) также демонстрируют отсутствие влияния угла зацепления на несущую способность передачи.

Табл. 1 выглядит весьма убедительно, поскольку основана на стандартных (!) методиках расчета (ГОСТ 21354-75 или ГОСТ 21354-81) и опирается на широко известные результаты испытаний эвольвентных зубчатых передач. Именно эти аргументы действуют безотказно на любого, кто не может (или не хочет!) изучить проблему поглубже. А суть в другом – упомянутые стандартные методики и опытные данные лежат в совершенно нетипичной (для энергоемких конструкций и для современных тенденций развития техники) области [3].

К сожалению, тональность негативных откликов в дискуссии по статье [1] и обоснованность их доводов и в XXI веке остаются на уровне таких давно устаревших данных, как табл. 1 и результаты опытов Л.В. Браиловского. В статье [62] даны рекомендации по точечной концепции контактных расчетов (с учетом [31, 32, 45, 50–56]) и по параметрам эвольвентных цилиндрических передач (с учетом [33]).

Но эти оценки относятся к зацеплению Новикова, а не к личности М.Л. Новикова (к чему все сводят некоторые отклики). Автор статьи [1] четко выразил свое мнение – Михаил Леонтьевич Новиков был талантливым человеком и сделал грандиозный шаг в теории зубчатых зацеплений: «Создание зацепления Новикова (первой практически значимой системы зубчатого зацепления, физические основы которой построены на прочностных зависимостях) оказало прогрессивное влияние на развитие геометрической теории зацеплений, прочностных расчетов и технологии зубообработки; оно явилось одним из крупнейших событий XX века в мировой теории и практике зубчатых передач» [1]. Укоров в адрес М.Л. Новикова статья [1] не содержит.

Ошибочность физических основ, хотя и является неотъемлемой частью процесса создания зацепления Новикова, всецело принадлежит сложившейся во всем мире практике контактных расчетов. Ее истоки – в использовании линейной взаимосвязи $F_p = c\sigma$ факторов плоской контактной задачи Герца при формулировании физических основ. Использование герцевских взаимосвязей основных факторов контакта весьма негативно повлияло и на эвольвентное зацепление, на теорию и практику зубчатых передач в целом, на точность контактных расчетов зубчатых передач и других узлов и деталей. Так уж получилось, что М.Л. Новиков стал жертвой этой глобальной ошибки, исправить которую должны мы, последователи великого ученого.

Недостатки зацепления Новикова – следствие ошибочности его физических основ, то есть надо разделять категории оценок, данных в статье [1]: с одной стороны, это – ошибки физических основ, а с другой стороны – недостатки собственно зацепления Новикова. Акценты на физические основы поставлены в статье [1] верно. Ошибочность именно физических основ (а не самого зацепления Новикова) привела к проявлению серьезных недостатков (относительно эвольвентных передач) традиционных передач Новикова (а не физических основ) и к ограниченности сферы их фактического (и тем более рационального) применения.

Ошибочность первых трех постулатов [1] физических основ зацепления Новикова вытекает исключительно из традиционно широкого использования решений плоских (контактной и контактно-гидродинамической) задач в расчетной практике.

Так или иначе, постулат № 3 (об особо благоприятной гидродинамике смазки контакта зубьев зацепления Новикова) явно противоречит фактическим условиям повышенной прирабатываемости зубьев «твердых» передач Новикова. То есть ошибочность этого положения определенно идет не во вред, а на пользу зацеплению Новикова. И это хорошо, что противоречит, иначе показатели «твердых» передач были бы значительно хуже.

Ошибочность четвертого постулата [1] этих основ (о возможности значительного снижения контактных напряжений исключительно в точечном пространственном зацеплении Новикова) сама по себе не является ущербной для зацепления Новикова, если не считать



Таблица 1. Традиционная оценка (по ГОСТ 21354-75) влияния угла профиля исходного контура зубьев эвольвентной косозубой цилиндрической зубчатой передачи на показатели контактной выносливости и глубинной прочности зубьев по околополюсным участкам зацепления

Параметры передачи		Угол исходного контура, α			
		7°	18,5°	20°	31°
Геометрические и комплексные прочностные показатели	α_{tw}	7,3°	19,3°	20,9°	31,2°
	$\epsilon_{\alpha e}$	0,582	0,267	0,252	0,188
	ρ_2 , мм	4,72	12,19	13,12	19,48
	l_{Σ} , мм	20,56	9,39	8,86	6,56
	$z_{\epsilon} = \epsilon \frac{1}{\alpha_e^2}$	1,311	1,935	1,992	2,306
	$z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}}$	2,748	1,753	1,699	1,465
	$\frac{\rho_2 l_{\Sigma} \cos \alpha_{tw}}{\rho_2^o l_{\Sigma}^o \cos \alpha_{tw}^o}$	0,88	0,99	1,0	1,0
	$\varphi = \frac{10^4 h_{\text{eff}}}{\rho_2 H_{HB}^{\text{ср}}}$	2,943	1,139	1,059	0,713
Допускаемый крутящий момент, Н·м, при числе циклов $N_c = 120 \cdot 10^6$	A_{φ} (ГОСТ 21354-75)	8,0	5,7	5,6	5,3
	$T_{\text{Hкр1}}$ (поверхностная прочность)	220	250	250	250
	$T_{\text{Hкр1}}$ (глубинная прочность)	1020	580	570	510

того обстоятельства, что именно за этим постулатом кроется альтернативный характер создания зацепления Новикова. Очевидно, что ошибочность постулата № 4 прямо вытекает из ошибочности постулатов № 1 (о независимости контактной прочности зубьев в полюсе зацепления от формы профилей зубьев и от системы зацепления) и № 2 (об отсутствии возможностей заметного снижения контактных напряжений в передачах с начально-линейным касанием зубьев), поэтому косвенно тоже определена проблемами контактных расчетов. Но, и это главное, ошибочность постулата № 4 полностью подтверждена опытом освоения зацепления Новикова и опытом усовершенствования эвольвентных передач, обоснована выявлением эффектов кривизны контакта.

Выявление эффектов кривизны контакта и опыт передовых отраслей машиностроения показывают узкоприменимый частный характер положений традиционных физических основ развития зацеплений (в том числе – создания зацепления Новикова) и наличие значительных резервов роста (вплоть до превышения

двухкратного) уровня нагрузочной способности эвольвентного зацепления, приводит к построению более универсальных физических основ развития зубчатых передач [1, 3].

Конечно, у кого-то возникнет аналогия с зацеплением Новикова. Там ведь тоже были подобные цифры. Но есть большая разница.

В традиционных передачах Новикова эти цифры были получены расчетным путем (на базе решения плоской контактной задачи Герца и устаревших представлений о физических основах развития зубчатых передач, не учитывающих реальные условия контакта зубьев) и успешно подтверждены на широковенцовых косозубых цилиндрических передачах с «мягкими» зубьями (без учета особенностей передач, применяемых в основных отраслях машиностроения), а потом долгие годы тысячи специалистов пытались (и до сих пор многие пытаются) всячески подогнать реальную ситуацию современного машиностроения (в основном характеризующуюся использованием плохо прирабатываемых узковенцовых передач) под эти расчетные результаты.

Предлагаемые нами передачи [62] эвольвентного зацепления (с углами зацепления, выбранными в зависимости от параметров реального контакта зубьев) и сверхаддитивного смешанного зацепления IP, наоборот, основаны на анализе физики контак-

тного взаимодействия твердых тел, экспериментальных данных и опыта эксплуатации эвольвентных зубчатых передач в передовых отраслях техники и на выявленных (по результатам обобщения этого анализа) эффектах кривизны контакта, на новых физических основах, учитывающих современный уровень техники и тенденции его развития.

Вот почему основные усилия и выводы оппонентов по статье [1] следовало бы направить на положения № 1 и № 2 традиционных физических основ. Именно их ошибочность приводит к завышению показателей зацепления Новикова (относительно любых передач с начально-линейным касанием зубьев) и, как результат, к ограниченности сферы его фактического и рационального применения для разных отраслей машиностроения.

Задача предельно упрощена – по сути только два пункта физических основ зацепления Новикова являются предметом дискуссии, и публикация доказательных (или согласительных с [1]) ответов по этим пунктам могла бы быть достаточным и необходимым условием





Рис. 2. Универсальный исходный контур зубьев пространственной передачи сверхаддитивного смешанного зацепления IP 31-33B

результативного завершения персонального или коллективного участия в дискуссии.

Доказательство справедливости физических основ зацепления Новикова покажет целесообразность дальнейшего поиска лучших параметров исходных контуров зубьев традиционных передач ДЛЗ, а подтверждение их ошибочности откроет иные направления развития зацепления Новикова, например – в передачах сверхаддитивного смешанного зацепления (в том числе – полюсных и внеполюсных вариантах IP-Vaf) на базе эффектов кривизны контакта. Таким образом, теория и практика зацепления Новикова в любом случае только выигрывают.

Освободившись от давления авторитета физических основ зацепления Новикова, мы получаем возможность объединить усилия специалистов в развитии зубчатых зацеплений на базе эффектов кривизны контакта и даже перейти от противопоставления друг другу зацепления Новикова и эвольвентного зацепления к их синтезу в пространственных передачах IP.

Наступает «момент истины», который определит не только уровень конструктивной гибкости различных зацеплений, он покажет уровень зрелости и гибкости нашей «зубчатой» общественности. Сейчас мы стоим перед выбором – продолжать экстенсивное (почти чисто технологическое) развитие традиционных передач или начать интенсивное движение на базе эффектов кривизны контакта.

5. Надо ли оглядываться на Запад?

Имеющийся у автора опыт общения с западными коллегами не обогатил его ни одним положительным отзывом о зацеплении Новикова. Типично другое: «Нас не интересует то, что связано с зацеплением Новикова. Мы это уже проходили». Хотя опыт такого общения и не обширен (а поэтому не очень показателен), необходимо учесть еще важное сочетание таких обстоятельств, как громадный интерес на Западе к зацеплению Нови-

кова в третьей четверти XX века и присущую рыночной экономике высокую технологическую гибкость производства ведущих фирм в индустриальных странах.

Трудно себе представить ситуацию более перспективную для широкого освоения зацепления Новикова на Западе, но в ее оценке весьма показательны сведения ASME по всем составляющим мирового производства зубчатых колес (на 1988 год, без учета данных социалистических стран), в котором передачи «Вильдгабера–Новикова» вообще не упомянуты.

Конечно, оглядываться только на Запад нет большого смысла. Зацепление Новикова рождено в России, и кому, как не нам, найти эффективные

пути его прогрессивного развития.

Но учитывать этот опыт Запада все же следует. Особенно если совместить его с богатым отечественным опытом (чаще всего – негативным) освоения зацепления Новикова во всех отраслях машиностроения, производящих или потребляющих силовые зубчатые колеса [1]. Такое совмещение неминуемо приведет к выводу об отсутствии суровой зависимости судьбы освоения зацепления Новикова от условий шлифования зубьев. Их шлифовали и на Западе, и в СССР – проблемы не в этом, они значительно глубже и серьезнее.

6. Чему учат учебники?

Описаниями преимуществ зацепления Новикова изобилуют даже учебники. В совсем свежем (2007) учебнике даны такие сравнения (далее – цитаты из [57]): «В зубьях эвольвентного профиля... велики контактные напряжения, недостаточна их несущая способность»; «Несущая способность зубьев Новикова по контактным напряжениям вдвое выше несущей способности эвольвентных»; «Из-за значительной скорости поверхности контакта этих зубьев образуется толстая масляная пленка, снижающая износ активных поверхностей».

Примечательно, что учебник [57] содержит подробные материалы (относительно зацепления Новикова) со ссылками только на монографии (1988, 1991 год издания), авторами которых являются члены бывшего Координационного совета по внедрению зацепления Новикова, в том числе – участник [11] настоящей дискуссии. Естественно, в этих монографиях, впрочем, как и в любых других монографиях по зацеплению Новикова, нет никакого упоминания о «нише» или о каких-либо отраслевых ограничениях для зацепления Новикова. То есть, как бы по умолчанию, сфера рационального применения зацепления Новикова считается неограниченной, поскольку известно [2], что «точечное зацепление... свободно от недостатков, присущих

эвольвентному зацеплению... Точечное зацепление обладает большей конструктивной гибкостью...». Зато как основное доказательство исключительности зацепления Новикова рефреном идут перечисления первых пунктов физических основ зацепления Новикова – об отсутствии возможностей снижения контактных напряжений в точке полюса и вообще в эвольвентных передачах. **Для определенной категории коллег физические основы зацепления Новикова стали знаменем для взятия любых бастионов. Если вы их критикуете, значит, вы против зацепления Новикова; значит, на вас можно вылить сколько угодно лжи, злобы и шокирующих (но не имеющих ничего общего с действительностью) обвинений,** вы чуть ли не за Бен Ладена – примерно так. Впрочем, достаточно прочесть некоторые негативные отклики, хотя есть еще и гнусные пасквилы на автора, направляемые в адрес его руководства разных уровней. Ведь административные методы при решении научных споров были успешно использованы еще во времена Координационного совета.

Неплохо было бы нам всем задуматься, а почему ни одна монография по зацеплению Новикова не содержит каких-либо указаний на ограничение сферы его применения? Ответ – в физических основах зацепления Новикова, первые пункты которых старательно изложены в каждой монографии и фактически диктуют ошибочные представления о полном превосходстве зацепления Новикова над любыми (!) (существующими и возможными) системами зацепления (полюсными и внеполюсными), в том числе – над эвольвентными и другими зубчатыми передачами с начально-линейным касанием зубьев.

Кого мы воспитываем в вузах тем, что искажаем характеристики зубчатых зацеплений? Молодой инженер, недавний выпускник вуза (красный диплом транспортного вуза, 2006 год) О.И. Козак, прочитав статью [1], растерянно сказал: «Но меня учили, что зацепление Новикова значительно эффективнее эвольвентного». Почему мы, закрывая глаза на реалии, и в XXI веке продолжаем лишать будущих специалистов объективной информации, пичкая их устаревшими сведениями?

7. Заключение

Какие цели преследовал автор при подготовке статьи [1]? Естественно, они далеки от домыслов, высказанных (дабы увести дискуссию от обсуждения сути ее предмета) авторами некоторых негативных откликов. Статья [1] направлена на стремление сломать сложившиеся стереотипы теории и практики зубчатых передач: помочь коллегам избавиться от заблуждений в части недооценки эвольвентного зацепления (и начально-линейного касания зубьев в целом) и переоценки традиционных передач Новикова. И уже как следствие – привести научные взгляды на контактные расчеты и на физические основы совершенствования зубчатых передач с начально-линейным касанием зу-

бьев в соответствие с современным уровнем знаний и с тенденциями развития машиностроения; показать перспективу применения зацепления Новикова в пространственном смешанном зацеплении IP; изменить представления промышленности о рациональных направлениях развития зубчатых передач и показать возможности ее перехода от экстенсивного к интенсивному пути совершенствования редукторостроения на базе эффектов кривизны контакта; повлиять на содержание учебников и на подготовку молодых специалистов и ученых. Возможность достижения во имя научной истины таких целей благодаря статье [1] можно оценить уже как более реалистичную. А для этого надо было прежде всего дать достоверную информацию о физических основах создания зацепления Новикова и о возможностях улучшения эвольвентного зацепления; объяснить противоречивость ряда результатов в теории и практике зубчатых передач; обосновать ограничения сферы рационального применения решения плоской контактной задачи Герца в расчетной практике.

Как показала дискуссия, именно такой (по содержанию, по форме и стилю изложения) статьей можно было не только дать взвешенную оценку зацепления Новикова, но и «пробить брешь» в стене непонимания, сломить откровенно конъюнктурное сопротивление всему тому, что способно изменить сложившиеся стереотипы:

- в печати открыто высказываются необычные представления о достоинствах (по контактной выносливости) традиционных передач Новикова (относительно эвольвентных передач) с «твердыми» зубьями: они не столь высоки, как ожидалось изначально; значительно ниже, чем в передачах с «мягкими» зубьями, и поэтому за счет такого преимущества удается рационально (с заметным запасом) компенсировать недостатки кинематики зацепления Новикова лишь в узкой области низкодеформативных широковенцовых цилиндрических передач с «мягкими» хорошо прирабатываемыми зубьями, что и показано в статье [1];

- перечисление отдельных фактов применения традиционных передач Новикова с «твердыми» зубьями в действительности стало красноречивой характеристикой высокой степени ограниченности сферы фактического применения зацепления Новикова, что и показано в статье [1];

- начат процесс разделения понятий «применения» и «рационального применения», которые лучше характеризуют условия «показательных освоений» традиционных передач Новикова в ряде отраслей машиностроения, что и показано в статье [1] (так, примеры освоения традиционных передач Новикова с «твердыми» зубьями следует отнести к замене ими эвольвентных передач с весьма нерациональными параметрами, как в приводе троллейбуса «ЗИУ-5», и/или к замене недогруженных эвольвентных передач, как в вертолете Lynx-13);

- авторы откликов, имеющие множество публикаций в области зацепления Новикова, наконец-то начали



признавать необходимость определения некоторой «ниши» для их применения, а это есть признание самого факта ограниченности сферы рационального применения традиционных передач Новикова, что и показано в статье [1];

- удивительные метаморфозы произошли с воззрениями некоторых яростных оппонентов статьи [1]: по-прежнему резко (но без каких-либо доказательств) отрицая смысл статьи [1], они вдруг стали заявлять (как о чем-то совершенно очевидном!) о нерациональности применения передач Новикова в ряде транспортных отраслей (кстати, самых зависимых от силовых зубчатых передач), а это есть признание факта резкой ограниченности применения передач Новикова в «наиболее емких по объемам потребления зубчатых колес и передовых технологически транспортных отраслях» [1] и факта резкой ограниченности сферы рационального применения традиционных передач Новикова, что и показано в статье [1];

- сочетание перечисленных (уже общественно осознанных в процессе дискуссии) положений говорит о низкой конструктивной гибкости и малой практической значимости традиционных передач Новикова (то и другое – по отношению к эвольвентному зацеплению и рекомендациям специальных публикаций по зацеплению Новикова), что и показано в статье [1].

Это важные, но все же предварительные результаты полемики. Правда, и для их достижения автору и организаторам дискуссии пришлось надолго стать объектами давления и безобразных нападок. К сожалению, сам предмет дискуссии оказался на ее «обочине»... Крайне необходимо завершить дискуссию либо доказательством справедливости физических основ зацепления Новикова (с учетом тенденций развития техники, известных экспериментальных данных, опыта применения в передовых отраслях машиностроения косозубых и прямозубых цилиндрических эвольвентных передач с увеличенными углами зацепления, расчетных результатов и т.д.), либо все же признать физические основы зацепления Новикова ошибочными.

Ведь в статье [1] затронуты и другие проблемы, прямо или косвенно связанные с обсуждением физических

основ зацепления Новикова. Они значительно шире и глубже – речь идет и о резервах улучшения передач с традиционными (Новикова и эвольвентного) зацеплениями, и о методах контактных расчетов зубчатых передач с начально-линейным касанием зубьев (в том числе – на их выкрашивание, на глубинные разрушения, на задиростойкость, на износостойкость и, уже как следствие, на изгибную прочность), и об оригинальных зубчатых зацеплениях на базе эффектов кривизны контакта. Выявление эффектов кривизны контакта и необходимость ограничений применения в расчетной практике решения плоской контактной задачи Герца вообще выводят круг этих проблем за рамки зубчатых передач. Хотя все это вполне может стать

(при появлении такой необходимости!) темами отдельных дискуссий,

здесь оно – лишь приложение к вопросу об ошибочности физических основ зацепления Новикова.

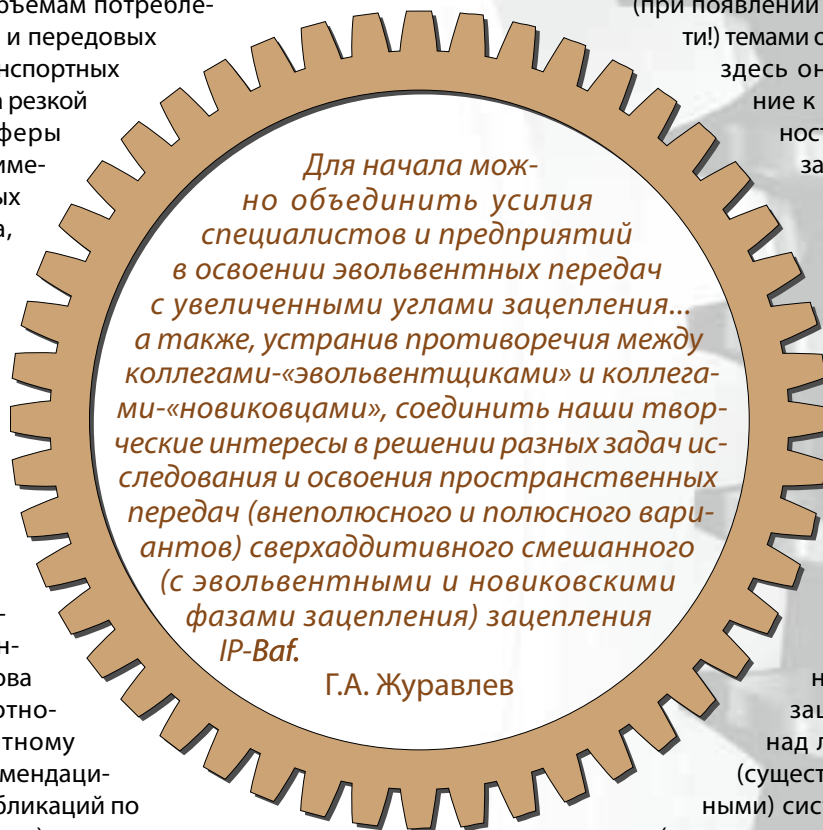
Тем не менее статья [1], на наш взгляд, уже дала толчок к пониманию следующих положений:

1. Анализ традиционных физических основ приобретает большое значение, поскольку они диктуют ошибочные представления о полном превосходстве зацепления Новикова над любыми (!) другими (существующими и возможными) системами зацепления (полюсными и внеполюсными),

над эвольвентными и любыми другими

зубчатыми передачами с начально-линейным касанием зубьев, искажают пути совершенствования эвольвентных и других передач с начально-линейным касанием зубьев и оказывают негативное влияние не только на зацепление Новикова, но и на эвольвентное зацепление, вообще на теорию и практику развития зубчатых передач.

2. Замечательным является то обстоятельство, что независимо от результата дискуссии установление истины (ошибочны ли физические основы зацепления Новикова?) окажется выигрышным для развития самого зацепления Новикова. Подтверждение универсальности физических основ зацепления Новикова сохранило бы перспективу повсеместного освоения традиционных передач (чисто точечного зацепления) Новикова, а признание их ошибочности создало бы почву для повыше-



Г.А. Журавлев



ния практической значимости зацепления Новикова путем его дальнейшего развития в смешанном зацеплении IP на базе эффектов кривизны контакта.

3. Выявление эффектов кривизны контакта показывает узко-применимый частный характер традиционных положений физических основ развития зацеплений (в том числе – создания зацепления Новикова), наличие значительных резервов роста (вплоть до превышения двухкратного) уровня нагрузочной способности эвольвентного зацепления, позволяет связать между собой сферу рационального применения зацепления Новикова и область применимости плоской контактной задачи Герца и приводит к построению более универсальных физических основ развития зубчатых передач [1].

4. Эффекты кривизны контакта и базирующиеся на их выявлении универсальные физические основы развития зубчатых зацеплений [1, 3] получили теоретическое и экспериментальное обоснование, они позволяют объяснить считавшиеся «необъяснимыми» экспериментальные данные, подтверждаются опытом передовых отраслей машиностроения и поэтому составляют хорошую базу для синтеза существенно улучшенных зубчатых передач.

5. Переход на новые принципы контактных расчетов реальных зубчатых передач с близким к начально-линейному касанием зубьев приведет к существенному уточнению методик прочностных, трибологических и ресурсных расчетов по разным критериям работоспособности.

6. Восприятию нетрадиционных подходов [1] к физическим основам развития зубчатых зацеплений препятствует необходимость отказа от использования решения плоской контактной задачи Герца в расчетах эвольвентных передач.

Сейчас мы стоим перед выбором – продолжать экстенсивное усовершенствование традиционных (эвольвентных и Новикова) передач на базе устаревших представлений о физических основах развития зубчатых зацеплений или переходить к интенсивному продвижению традиционных и оригинальных систем зацепления на базе эффектов кривизны контакта.

Для начала можно объединить усилия специалистов и предприятий в освоении эвольвентных передач с увеличенными углами зацепления (в том числе – с исходными контурами зубьев $\alpha = 25^\circ, 28^\circ, 31^\circ$), а также, устранив противоречия между коллегами-«эвольвентщиками» и коллегами-«новиковцами», соединить наши творческие интересы в решении разных задач исследования и освоения пространственных передач (внеполюсного и полюсного вариантов) сверхаддитивного смешанного (с эвольвентными и новиковскими фазами зацепления) зацепления IP-Vaf.

Спасибо тем коллегам, которые высказали (в письменной или устной форме) понимание целей и задач статьи [1]. Как и они, главным достижением ее публикации автор считает то, что благодаря организаторам дискуссии поднятые в ней острые проблемы развития зубчатых зацеплений впервые стали предметом открытого публичного обсуждения.

Хочется выразить уверенность, что статья [1] принесет большую пользу делу повышения эффективности интеллектуальных и материальных ресурсов науки и практики зубчатых передач, в том числе – совершенствованию эвольвентных передач и расширению сферы рационального применения зацепления Новикова, росту его практической значимости.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Журавлев Г.А. Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения // РиП. 2006. № 1. С. 38–45.
2. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского. 1958. 186 с.
3. Журавлев Г.А. Эффекты кривизны контакта тел, моделируемых упругими круговыми цилиндрами, и физические основы совершенствования зубчатых передач // www.reduktor-news.ru/arc/otziv/1/25/25.pdf (см. также реферат в наст. вып. РиП, с. 73).
4. Парубец В.И. О значимости статьи Г.А. Журавлева // РиП. 2006. № 1. С. 47.
5. Верховский А.В. Герман Александрович, доделывайте вашу докторскую диссертацию! // РиП. 2006. № 1 (04). С. 46–47.
6. Парубец В.И. Тема номера // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 1.
7. Дискуссия о зацеплении Новикова. От Редакции: Надо дать слово каждому... // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 50–51.
8. Филипенков А.Л. Хроника событий, или какие же результаты были получены на самом деле // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 51–53.
9. Кириченко А.Ф. Научная позиция Г.А. Журавлева требует опровержения // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 54–56.
10. От Редакции: Об уровне дискутирования оппонентов Г.А. Журавлева // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 56–58.
11. Короткин В.И. Об одной попытке пересмотра основ зацепления Новикова // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 59–63.
12. От Редакции: Редукторной России нужны разнообразные идеи и научные концепции // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 64.
13. Иванов С.Л. Зацепление Новикова не нашло широкого применения в горной промышленности // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 65–67.
14. Гольдфарб В.И. В области применения передачи Новикова мы отстаем от Запада // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 68.
15. От Редакции: Что не прозвучало в отзыве проф. В.И. Гольдфарба // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 69.
16. Гиммельман В.Г. Нужно ли продолжать применять редукторы с зацеплением Новикова? // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 69–71.
17. Парубец В.И. О значимости статьи Г.А. Журавлева (окончание) // РиП. 2006. № 2–3 (05). С. 71–74.
18. Лагутин С.А. Эвольвентное зацепление вряд ли уступит свои позиции // РиП. 2006. № 5 (07). С. 45.
19. Короткин В.И. Дождусь ли наконец научного оппонирования? // РиП. Наст. вып., с. 56–64.
20. Онишков Н.П. Так в чем же ошибочность? // РиП. 2006. № 5 (07). С. 53–55.



21. Попов А.П. Передачи Новикова: вымыслы и реальность // РИП. Наст. вып., с. 41–45.
22. Короткин В.И. Некоторые замечания по вновь поступившим откликам // www.reduktor-news.ru/arc/otziv/1/24/24.pdf
23. Веретенников В.Я. Зацепление Новикова себя не исчерпало, рано его хоронить, Герман Александрович! // РИП. 2006. № 5 (07). С. 56–58.
24. Яковлев А.С. Еще раз к вопросу эффективности применения зубчатых передач с зацеплением Новикова // РИП. Наст. вып., с. 48–54.
25. Силич А.А., Сызранцев В.Н., Голофаст С.Л., Беляев А.Е. О развитии зацепления Новикова // РИП. 2006. № 5 (07). С. 46–49.
26. Огнев М. Е. В области термоулучшенных зубчатых передач пока не видно альтернативы зацеплению Новикова // www.reduktor-news.ru/arc/otziv/1/18/18.htm
27. Тимофеев Б.П. Работы в области зацепления Новикова не своевременны! // РИП. 2006. № 5 (07). С. 63–65.
28. Муравьев Е.В. Современная практика – за эвольвентное зацепление // РИП. 2006. № 5 (07). С. 50–52.
29. Дорофеев В.Л. В авиационной промышленности зацепление Новикова в настоящее время не нашло применения // РИП. 2006. № 5 (07). С. 61–62.
30. Власенко В.Н. Критерий истины – практика // РИП. 2006. № 5 (07). С. 49–50.
31. Журавлев Г.А. Оценка применимости решения Герца в задачах о контакте зубьев колес // Техника машиностроения. 2001. № 2. С. 82–90.
32. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. Харьков: Изд-во ХВКИУ, 1967. 222 с.
33. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур высоконагруженных передач // ПГ 207-3-92, ГОССТАНДАРТ СССР. М., 1992. 6 с.
34. Журавлев Г.А., Пирог Г.А. Некоторые особенности решения задачи о контакте консольно закрепленной балки // Механика сплошной среды: Сб. Ростов-на-Дону: Издательство РГУ, 1982. С. 42–48.
35. Журавлев Г.А., Иофис Р.Б. Гипоидные передачи. Проблемы и развитие // Ростов-на-Дону: Издательство РГУ, 1978. С. 160.
36. Журавлев Г.А., Росливер Е.Г., Мищенко Л.П. К выбору параметров исходного контура для дозаполненных передач Новикова // Результаты исследований и практического применения зубчатых передач Новикова: Труды респ. конф. Харьков, 1971.
37. Бакингам Э. Цилиндрические зубчатые колеса. М.: ОНТИ НКТП СССР, 1935. С. 378.
38. ОСТ ВКС 8089-35. Зубчатые зацепления. Основные термины, обозначения и определения. М.: Всесоюзный комитет по стандартизации, 1935.
39. Тетерятченко В.Г. Конструирование зубьев колес с зацеплением Новикова и некоторые особенности смешанного зацепления // Расчет, конструирование и исследование передач. Ч. III. Одесса: ОПИ, 1958.
40. Litvin F.L., Feng P.-H. and Lagutin S.A. Computerized Generation and Simulation of Meshing and Contact of New Type of Novikov-Wildhaber Helical Gears // NASA Contractor Report CR-2000-209415 / ARL-CR-428. 2000. 55 p.
41. Zhuravlev G.A. The Mixed Gearing Engagement Systems // Proceedings of Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms (Italy, Milano). 1995. Vol. 1. P. 433–437.
42. Журавлев Г.А. О развитии формы профиля зубьев зубчатых колес // Теория реальных передач зацеплением: Труды Международного симпозиума (г. Курган, сентябрь 1997 г.). Курган: Издательство Курганского технического университета, 1997. С. 53–57.
43. Журавлев Г.А. Условия трибосопряжения зубьев и пути совершенствования зубчатых зацеплений // Трение и износ (Минск). 1999. Т. 20, № 2. С. 175–188.
44. Журавлев Г.А. Зубчатая передача смешанного зацепления // Патент РФ № 1571330, МПК F16H 55/08, 25.04.1988 г., Б.И. 1990. № 22.
45. Галахов М.А. Влияние перекоса колец на распределение давления вдоль образующей цилиндрического ролика // Труды ВНИПП. 1974. № 5. С. 73–80.
46. Журавлев Г.А. Зубчатая передача // Патент РФ № 1710889, 5F 16 H 1/06, Б.И. 1992. № 5.
47. Zhuravlev G.A. Patent Application PCT/RU2005/000367. July 05, 2005.
48. Zhuravlev G.A. Mixed Engagement Gearing // European Patent № 0293473, F16H55/08, 29.07.92.
49. Zhuravlev G.A. The Principle of the Kinematical Independence to the Mixed Toothed Engagements // Proceedings of ISMM '97 International Symposium «Machines and Mechanisms». CD. Yugoslavia, Belgrade, 2-5.9.1997.
50. Журавлев Г.А. The Mechanism of Contact Interaction and Perfection of Toothed Engagements // Proceeding of 4th World Congress on Gearing and Power Transmission. Paris, 1999. P. 341–347.
51. Журавлев Г.А. Эффекты кривизны упругих тел с близким к начально-линейному касанием // Труды III Всероссийской конференции по теории упругости с международным участием (Ростов-на-Дону-Азов, 13–16 октября 2003 г.). Ростов-на-Дону: Изд-во «Новая книга», 2004. С. 163–165.
52. Гришин С.А. Контактное взаимодействие упругих цилиндров при перекосе осей // Теоретическая и прикладная механика. Харьков: Издательство ХГУ «Вища школа», 1988. Вып. 19. С. 32–39.
53. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости: Пер. с англ. / Под ред Г.С. Шапиро. 2-е изд. М.: Наука, 1979. 560 с.
54. Беляев Н.М. Местные напряжения при сжатии упругих тел // Инженерные сооружения и строительная механика: Сб. Л.: Путь, 1924.
55. Айрапетов Э.Л., Айрапетов С.Э., Мельникова Т.Н. Расчет распределения контактной нагрузки в зубчатых зацеплениях // Вестник машиностроения. 1982. № 10. С. 3–6.
56. Айрапетов Э.Л., Нахатакян Ф.Г. Влияние изгибной деформации зубьев прямозубых цилиндрических передач на параметры контакта зубьев // Вестник машиностроения. 1990. № 8. С. 21–23.
57. Тимофеев С.И. Детали машин // Ростов-на-Дону: Феникс, 2007. С. 409.
58. Журавлев Г.А. Зубчатая передача точечного или смешанного зацепления // Патент РФ № 1075041, 5F 16H 55/08, 22.10.1983 г., Б.И. 1984. № 7.
59. Standard of the AGMA № ASA-B68-1933, USA, 1933.
60. Журавлев Г.А., Ермолаев В.К., Осетров Е.В., Фрадкин Е.И. Способ правки конического шлифовального круга // А.с. СССР № 1673416, B24 B53/075, 10.03.1988 г. Б.И. 1991. № 32.
61. Журавлев Г.А., Огнева И.В., Прокопьев П.С. Расчет профиля инструмента для обработки косозубых колес методом копирования // Вестник машиностроения. 1987. № 10. С. 21–22.
62. Журавлев Г.А. К обсуждению физических основ совершенствования зубчатых передач. Полная версия статьи // www.reduktor-news.ru/arc/otziv/1/27/27.pdf

