

## Дискуссия о зацеплении Новикова

Продолжение (начало см. в РИП, № 1–3, 5, 2006)

# ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА: ВЫМЫСЛЫ И РЕАЛЬНОСТЬ

А.П. Попов, д.т.н., проф.



**Попов Алексей Павлович** – доктор технических наук, профессор Национального университета кораблестроения (НУК) им. адмирала Макарова, академик Академии наук судостроения Украины. Автор около 330 научных работ, в том числе 2 монографий, 110 авторских свидетельств и патентов на изобретения. Крупный специалист в области трибологии и в области зубчатых механизмов. Им разработаны энкаитные зубчатые передачи с линейным касанием зубьев, нагрузочная способность которых по контактным напряжениям выше, чем у традиционных эвольвентных зубчатых передач и передач Новикова, а также зубчатые передачи с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев, с точечной и двухпарной системой зацепления эвольвентных зубьев и т.д. Является автором разработок по зубчатым муфтам, нечувствительным к расцентровкам осей, предназначенным для эксплуатации в условиях перекоса осей соединяемых валов агрегатов. Разработал ряд методологий, в том числе методологию теоретических исследований контактной прочности упругосжатых полупространств с начальным линейным либо точечным касанием, ограниченных криволинейными, криволинейно-прямолинейными и прямолинейными поверхностями.

Наметившееся в конце 40-х – начале 50-х годов прошлого века ошибочное представление о том, что резервы дальнейшего совершенствования эвольвентных зубчатых передач за счет разработок в области геометрии, прочности, конструктивных и технологических решений исчерпаны, сыграло как позитивную, так и отрицательную роль. С одной стороны, поиски путей повышения нагрузочной способности зубчатых передач привели к разработке новых, более прогрессивных видов зубчатых передач, как считали и считают сторонники Новикова, с точечной системой зацепления – передач Новикова. Однако, с другой стороны, необоснованное представление о том, что возможности эвольвентного зацепления исчерпаны, особенно при создании высокоскоростных и тяжело нагруженных передач, привело к сдерживанию их развития.

Если в дальнейшем мне будет предоставлена возможность высказаться о результатах кардинального повышения эффективности эвольвентных зубчатых передач, то я готов ею воспользоваться. При этом будут затронуты вопросы, касающиеся зубчатых передач с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев, с точечной и двухпарной системой зацепления эвольвентных зубьев, а также зубчатых передач с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев, в которых образующие боковых поверхностей зубьев шестерни, в отличие от зубьев колеса, не параллельны оси вращения, а образуют с ней некоторый угол  $\theta$ .

Большой практический и научный интерес представляют исследования эвольвентных зубчатых передач с профиль-

ной, продольной и трехмерной (топологической) модификацией зубьев и другие исследования. Следует добавить, что упомянутая выше двухпарность зацепления обеспечивается не за счет увеличения высоты головки зуба до величин  $(1,2...1,25)t$  и уменьшения угла зацепления до  $16,8...17,5^\circ$ , а за счет двухвенцовых зубчатых колес, в которых левые венцы шестерни и колеса повернуты относительно правых венцов шестерни и колеса в окружном направлении на углы соответственно  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ .

А теперь выскажу свою точку зрения по передачам Новикова, исходя из дискуссионного материала Г.А. Журавлева «Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения». **Должен отметить, что поднятая дискуссия актуальна. Согласен с большинством высказываний Г.А. Журавлева, за исключением некоторых положений, в том числе касающихся гидродинамики передач Новикова, учитывая, что в настоящее время отсутствует решение пространственной контактно-гидродинамической задачи применительно к зацеплению Новикова.**

В законченной мной рукописи книги «Контактная прочность зубчатых механизмов» две из десяти глав посвящены передачам Новикова. В этой книге впервые, насколько мне известно, приведены выполненные в полном объеме решения пространственных контактных задач передач Новикова ОЛЗ и ДЛЗ. Кроме того, даны решения пространственных контактных задач, учитывающих приработку зубьев, перекося осей, торцевое взаимодействие зубьев, продольную



модификацию зубьев, а также нелинейную взаимосвязь между упругими перемещениями зубьев и возникающими в них напряжениями. Создан и описан практический метод расчета передач Новикова ОЛЗ и ДЛЗ с учетом торцевого взаимодействия зубьев и нелинейной зависимости между перемещениями и напряжениями.

Разработаны и представлены новые технические решения для повышения нагрузочной способности по контактным напряжениям передач Новикова, а именно: передачам Новикова ОЛЗ и ДЛЗ с эллиптическими выпукло-вогнутыми зубьями, а также передачам Новикова ОЛЗ и ДЛЗ с начальным линейным контактом круговых выпукло-вогнутых зубьев. Указанные технические решения позволили в 1,6...1,8 раза повысить нагрузочную способность передач по контактным напряжениям по сравнению с традиционными передачами Новикова. На основе исследований продольной модификации запатентованы, как и предыдущие технические решения, передачи Новикова с равнопрочными по контактным напряжениям зубьями при любом положении линии контакта, у которых к тому же примерно на 40...50% повышается изгибная прочность.

Указанные исследования вносят существенный вклад в совершенствование и развитие передач Новикова, однако эти результаты, по мнению автора, не означают, что нужно закрывать глаза на те вымыслы и мифы, которые присущи представлениям о передачах Новикова.

**Первое.** При появлении передач Новикова многие специалисты утверждали, что их нагрузочная способность по контактным напряжениям выше, чем у эвольвентных передач, в 2...3 раза, и это не предел. В настоящее время, когда страсти улеглись, стало очевидным, что нагрузочная способность передач Новикова ОЛЗ всего лишь в 1,4 раза превышает нагрузочную способность эвольвентных зубчатых передач [1, 2]. Нагрузочная способность передач Новикова с двумя линиями зацепления, разработанных Р.В. Федякиным [3, 4], оказалась выше нагрузочной способности эвольвентных передач в 1,7 раза [1, 2].

Увеличение нагрузочной способности передач Новикова в 1,4...1,7 раза по сравнению с эвольвентными передачами свидетельствует, исходя из точечного контакта зубьев, о снижении максимальных величин контактных напряжений в  $(1,4)^{1/3} \dots (1,7)^{1/3} = 1,119 \dots 1,193$  раза, т.е. примерно на 11,9...19,3%. В то же время путем корригирования эвольвентных зубьев можно добиться увеличения приведенных радиусов кривизны в полюсе зацепления в 1,25...1,35 раза, что равнозначно снижению максимальных контактных напряжений, исходя из линейного контакта зубьев (формула Герца), в  $(1,25)^{1/2} \dots (1,35)^{1/2} = 1,118 \dots 1,162$  раза, т.е. примерно на 11,8...16,2%. Из приведенных данных очевидно, что эффективность корригированных эвольвентных зубчатых передач находится практически на уровне эффективности передач Новикова ОЛЗ и ДЛЗ с круговыми выпукло-вогнутыми зубьями.

Кроме того, при корригировании эвольвентных зубьев возрастает толщина зубьев в основании в 1,4...1,5 раза, что эквивалентно снижению напряжений изгиба в  $1,4^2 \dots 1,5^2 = 1,96 \dots 2,25$  раза, т.е. примерно вдвое. Необходимо отметить, что изгибная прочность зубьев системы Новикова

вследствие торцевого приложения нагрузки на входе и на выходе зубьев из зацепления существенно ниже изгибной прочности эвольвентного зацепления даже без учета корригирования зубьев, и это общеизвестно.

**Таким образом, из сравнения приведенных данных очевидно, что нагрузочная способность передач Новикова и эвольвентных передач с корригированными зубьями по контактным напряжениям примерно одинакова. Зато нагрузочная способность передач Новикова по напряжениям изгиба существенно ниже нагрузочной способности эвольвентных зубчатых передач по указанным напряжениям не только при наличии, но и при отсутствии корригирования зубьев.**

Мне могут возразить, что передачи Новикова с эллиптическими зубьями либо с линейным контактом выпукло-вогнутых зубьев, о которых я говорил ранее, дают возможность увеличить нагрузочную способность этих передач по контактным напряжениям в 1,6...1,8 раза, что эквивалентно снижению контактных напряжений в 1,17...1,216 раза. Да, это так. Но тогда следует использовать один из резервов повышения нагрузочной способности эвольвентных зубчатых передач по контактным напряжениям – модификацию зубьев. Например, при профильной модификации трех участков боковых профилей эвольвентных зубьев шестерни (головка, полюсная линия, ножка) и двух участков зубьев колеса (головка, ножка) можно добиться не только высокой нагрузочной способности эвольвентного зацепления, которая превышает нагрузочную способность передач Новикова с указанными новыми боковыми профилями зубьев, но и равнопрочного зацепления эвольвентных зубьев при входе, выходе из зацепления и в полюсе зацепления.

**Следовательно, уверенность в высокой нагрузочной способности передач Новикова по контактным напряжениям, широко поддерживаемая в то время заинтересованным кругом лиц, переросла в мифическую одержимость, которая, к сожалению, жива и по сей день.** И все это делалось тогда и делается сейчас при незнании тонкостей и всевозможных нюансов контактного взаимодействия зубьев с учетом использования формулы Герца применительно к точечному контакту. Эта формула не отражает физической сущности контакта зубьев и влияния размеров зубчатых передач, параметров зацепления зубьев, приведенных радиусов кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, модулей упругости материалов и коэффициентов Пуассона на максимальные контактные напряжения.

**Второе.** Передачи Новикова изначально предназначались для использования при больших мощностях и высоких частотах вращения, что очевидно из названия докторской диссертации М.Л. Новикова [5], из работ [1, 2, 6–8] и других источников. Однако этого не случилось. Автору этих строк известен единственный случай использования зацепления Новикова, передающего мощность 1500 кВт. Данными по передачам Новикова, реализующим мощность свыше 1500 кВт, автор на сегодняшний день не располагает, так как этих данных, по-видимому, не существует.

Возникает вопрос: **почему эти передачи, которые упорно и настойчиво противопоставляются эвольвентным**



**зубчатым передачам, так и не нашли применения, например, в судовом машиностроении, где передаваемые редукторами мощности достигают десятков тысяч киловатт, а окружные скорости в отдельных случаях приближаются к 150...225 м/с?**

Ответы на этот вопрос есть. Одним из объяснений, по мнению автора, является недооценка точечного контакта зубьев. Навязанный расчет контактных напряжений в передачах Новикова по формуле Герца (плоская задача) указывает на то, что увеличение размеров в диаметральном направлении как эвольвентных зубчатых передач, так и передач Новикова приводит к одинаковому снижению контактных напряжений в сравниваемых передачах.

А если это так, то обвинения в адрес эвольвентных зубчатых передач, заключающиеся в том, что повышение их нагрузочной способности возможно только за счет роста габаритов передач, что является, как известно, неприемлемым, целиком и полностью распространяются и на передачи Новикова, благодаря, как уже указывалось, «выстраданной» формуле Герца, которая используется применительно к любым зубчатым передачам с произвольной формой зубьев и произвольным начальным контактом, т.е. где надо и где не надо.

А ведь в действительности начальный точечный контакт зубьев при определенных соотношениях приведенных радиусов кривизны, расположенных в двух не совпадающих друг с другом плоскостях, может оказаться намного предпочтительнее линейного контакта зубьев. Покажем это на примере применительно к рассматриваемым зубчатым передачам.

Из работ, выполненных для точечного контакта зубьев системы Новикова [9, 10], следует, что максимальные контактные напряжения  $\sigma_H$  прямо пропорциональны выражению

$$\sqrt[3]{\alpha(\alpha + \nu)^2 / R^2},$$

то есть

$$\sigma_H = f\left(\sqrt[3]{\alpha(\alpha + \nu)^2 / R^2}\right),$$

где:

$\alpha = \sqrt{\rho_w} / R$  – коэффициент;

$\rho_w = \rho_f \cdot \rho_a / (\rho_f - \rho_a)$  – приведенный радиус кривизны;

$\rho_f, \rho_a$  – радиусы кривизны вогнутых и выпуклых зубьев;

$R$  – приведенный радиус кривизны эквивалентных (аппроксимирующих) цилиндров [9, 11], который прямо пропорционален размерам зубчатой передачи Новикова в диаметральном направлении;

$\nu$  – коэффициент Пуассона.

Рассмотрим передачу Новикова ОЛЗ-1,35-0,15, у которой  $m_n = 5$  мм;  $\beta = 20^\circ$ ;  $\nu = 0,3$ . В соответствии с указанными данными находим  $\rho_a = 6,75$  мм;  $\rho_f = 7,5$  мм;  $\rho_w = 67,5$  мм;  $R = 1004$  мм и  $\alpha = 0,259$ , в связи с чем

$$\sqrt[3]{\alpha(\alpha + \nu)^2 / R^2} = 0,431 \cdot 10^{-2} \text{ мм}^{-2/3}.$$

Увеличим размеры данной зубчатой передачи в диаметральном направлении в два раза, тогда  $R = 2008$  мм;  $\alpha = 0,183$ , и

$$\sqrt[3]{\alpha(\alpha + \nu)^2 / R^2} = 0,22 \cdot 10^{-2} \text{ мм}^{-2/3}.$$

Таким образом, при увеличении габаритов передачи Новикова ОЛЗ-1,35-0,15 в два раза максимальные контактные напряжения снизились при всех прочих одинаковых параметрах в  $0,431 \cdot 10^{-2} / 0,22 \cdot 10^{-2} = 1,959$  раза. При увеличении диаметральных размеров зубчатой передачи с линейным контактом зубьев напряжения уменьшились в  $2^{1/2} = 1,414$  раза. Следовательно, интенсивность снижения максимальных контактных напряжений в передаче Новикова оказалась в  $1,959 / 1,414 = 1,385$  раза выше интенсивности снижения напряжений в эвольвентной зубчатой передаче. Данный вывод, безусловно, усиливает позиции передач Новикова, и он, если бы был известен ранее, явился бы одним из сильных козырей в пользу зацепления выпукло-вогнутых зубьев.

**Однако зацеплению Новикова присущи недостатки, одновременное сочетание которых делает невозможным не только создание высокоскоростных зубчатых передач большой мощности, но и их эксплуатацию.** Прежде всего следует отметить очень высокую чувствительность передач к изменению межосевого расстояния, сложность изготовления зубьев, дороговизну исходных контуров, пагубное влияние на работу зацепления температурных факторов, практическую невозможность компенсации зубьями расцентровок осей и ошибок монтажа, торцевой вход и выход зубьев из зацепления, низкую изгибную прочность зубьев и т.д. **При одновременном сочетании указанных недостатков передача Новикова в лучшем случае будет иметь нагрузочную способность, уступающую нагрузочной способности эвольвентной зубчатой передачи, а в худшем случае – окажется неработоспособной.** Следует отметить, что некоторые из указанных недостатков присущи и эвольвентным зубчатым передачам, однако при этом не стоит вопрос «быть или не быть?»

Мне, как бывшему прочнисту, занимавшемуся в течение 10 лет данной проблемой на одном из самых современных в то время предприятий бывшего СССР, хорошо известно, что уже только один из указанных недостатков (низкая изгибная прочность) препятствовал внедрению передач Новикова в судовое машиностроение. Соответственно, реального внедрения и не произошло.

**Таким образом, рассуждения о возможности создания передач Новикова большой мощности, работающих при высоких скоростях, не имели и не имеют под собой почвы, в связи с чем рискну предположить, что эти передачи не найдут применения и в будущем в тех отраслях машиностроения, в которых успешно выполняют свои функции эвольвентные зубчатые передачи.**

**Третье.** Как специалист в области трибологии не могу согласиться с доводами некоторых авторов по поводу бесспорного превосходства передач Новикова по трибологическим характеристикам в сравнении с эвольвентными зубчатыми передачами. В частности, в работе [11]



утверждается, что «толщины смазочных слоев между зубьями в передачах Новикова в 5...10 раз больше, чем в эвольвентных передачах, а это приводит к меньшим потерям на трение в 2...2,5 раза и меньшему уровню вибрации».

Не вдаваясь в полемику, отмечу, что уровень вибрации и шума определяется входом и выходом зубьев из зацепления, т.е. их сопряжениями и пересопряжениями. При этом как на входе, так и на выходе зубьев из зацепления наблюдаются неблагоприятные модели их контактного взаимодействия. В эвольвентных зубчатых передачах, учитывая допуск в «-» на диаметры вершин зубьев, имеет место модель контакта цилиндра с сегментоидом, а в передачах Новикова – модель контакта двух полуцилиндров. Указанные модели контакта неблагоприятны не только с точки зрения контактного взаимодействия зубьев, но и с точки зрения получения надлежащих условий смазки. Для этих моделей контакта не решены ни плоская, ни пространственная контактно-гидродинамические задачи.

Указанное повышение толщин смазочных слоев в передачах Новикова базируется, как показали выполненные расчеты, на решениях плоской контактно-гидродинамической задачи теории смазки [12], учитывающей более высокие приведенные радиусы кривизны и скорости. Однако указанные решения [12] не могут быть распространены на передачи Новикова, которые характеризуются наличием существенных торцевых утечек смазки [13], что очевидно из следующих расчетных данных.

Исходя из решения плоской гидродинамической задачи применительно к эвольвентным зубчатым передачам и передачам Новикова с учетом десяти исходных контуров, в которой не учитываются контактные деформации и вязкость масла, зависящая от давления, выполнены расчеты толщин смазочных слоев между зубьями в указанных зубчатых передачах. При этом отношение толщины смазочного слоя в передачах Новикова к толщине смазочного слоя в эвольвентных зубчатых передачах выражено коэффициентом  $\varphi(h)$ .

Оказалось, что при угле наклона зубьев  $\beta = 15^\circ$  коэффициент  $\varphi(h) = 4,51...8,44$ , т.е. его значение оказалось близким к 5...10 [11]. Однако при угле  $\beta = 20^\circ$ , который наиболее часто фигурирует в передачах Новикова, коэффициент  $\varphi(h) = 2,77...4,71$ . С учетом торцевых утечек смазки в передачах Новикова коэффициент  $\varphi(h)$  при угле  $\beta = 15^\circ$  снизился до величин 1,569...3,905. Таким образом, наличие торцевых утечек смазки в передачах Новикова привело к снижению толщин смазочных слоев между зубьями в 4,51/1,569...8,44/3,905 = 2,875...2,159 раза при угле  $\beta = 15^\circ$ . Если исходить из угла  $\beta = 20^\circ$ , то в этом случае наличие торцевых утечек смазки приводит к уменьшению коэффициента  $\varphi(h)$  до величин 1,6...2,9. Следовательно, учет торцевых утечек смазки в зацеплении Новикова указывает на то, что толщины смазочных слоев в данном зацеплении превыша-

ют аналогичные толщины в эвольвентном зацеплении не в 5...10 раз, а примерно в 1,6...2,9 раза, а это опровергает ранее прозвучавшие необоснованные утверждения по поводу малых потерь мощности на трение в передачах Новикова и улучшенных виброакустических характеристиках, обусловленных якобы большими толщинами смазочных слоев. Если исходить из решений плоской и пространственной контактно-гидродинамических задач, то в этом случае существенно возрастут абсолютные величины толщин смазочных слоев между зубьями, однако величины коэффициента  $\varphi(h)$  не претерпят каких-либо изменений.



**Четвертое. Неконкурентоспособность передач Новикова по сравнению с эвольвентными зубчатыми передачами объясняется не только их нетехнологичностью, большой трудоемкостью при сборке, доводке, приработке и другими ранее указанными недостатками, но и невежеством отдельных лиц, которое отпугивает прочнистов, конструкторов и технологов от использования**

**этих передач.** Например, в публикации «Зубчатые передачи с эллиптическим профилем зуба как элемент научно-технического прогресса в машино-

строении» [14] авторы утверждают, что в процессе расчетов с помощью МКЭ (метод конечных элементов) разработанного ими эллиптического зацепления Новикова контактные напряжения в данном зацеплении оказались в 10...12 раз ниже, чем в эвольвентном зацеплении.

Указанное снижение контактных напряжений в 10...12 раз характеризует, исходя из точечного касания зубьев, повышение нагрузочной способности (крутящего момента) по этим напряжениям в  $10^3...12^3 = 1000...1728$  раз (?), что является полнейшим абсурдом.

В данном случае, по-видимому, подвел метод конечных элементов, но помимо МКЭ есть еще здравый смысл, который, по-видимому, также подвел авторов публикации [14]. Далее авторы пишут, что «если для эвольвентного зацепления существуют стандартные методики расчета, то для предлагаемого эллиптического зацепления таких методик нет». Откуда такая уверенность и некорректное утверждение? В действительности такая методика есть, она изложена в работе [15].

В заключение следует отметить, что **дальнейшее массовое использование и внедрение передач Новикова, как это было в СССР, в прокатных станах, роторных экскаваторах, шахтных подъемниках, нефтебуровом оборудовании, компрессорных установках, ТЭЦ, цементных мельницах и т.д. будет идти по убывающей.** С одной стороны, это объясняется рассеиванием мифов вокруг этих передач, осознанием того, что их возможности по скоростям и нагрузкам, в противовес эвольвентным зубчатым передачам, являются ограниченными. С другой



стороны, критика в адрес эвольвентных зубчатых передач, связанная с исчерпанием резервов якобы их дальнейшего совершенствования и развития, оказалась непродуктивной на фоне новых технических решений по улучшению практически всех показателей этих передач.

Немаловажное значение в этом направлении сыграли объемные теоретические исследования контактной прочности зубьев различных передач. Если раньше, например, упор делался на одну расчетную модель контакта двух уп-

ругосжатых цилиндров бесконечной длины (задача Герца), то в настоящее время насчитывается несколько десятков расчетных моделей контакта зубьев, по которым выполнены решения плоских и пространственных задач. Основное направление исследований – существенное повышение нагрузочной способности зубчатых передач, снижение весогабаритных показателей и улучшение виброакустических характеристик с учетом возрастания скоростей и нагруженности зубьев.

## БИБЛИОГРАФИЯ

1. Краснощеков Н.Н., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Теория зацепления Новикова. М.: Наука, 1976. 175 с.
2. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Киев: Техника, 1978. 144 с.
3. Федякин Р.В. К выбору конструктивных форм зубцов с круговым профилем // НМС М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1957. № 13–14. С. 63–94.
4. Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова // Вестник машиностроения. 1958. № 4. С. 3–11.
5. Новиков М.Л. Основные вопросы геометрической теории точечного зацепления, предназначенного для зубчатых передач большой мощности (докт. дис.). М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1955.
6. А.с. № 109113 СССР, кл. 47, б. Зубчатые передачи, а также кулачковые механизмы с точечной системой зацепления / Новиков М.Л. Заявл. 19.04.1956 // Бюл. изобретений. 1957. № 10.
7. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1958. 187 с.
8. А.с. № 735855 СССР, кл. F16H1/18. Зубчатая передача / Федякин Р.В., Чесноков В.А. Заявл. 28.06.1967 // Бюл. изобретений. 1980. № 19.
9. Попов О.П., Попова Л.О. Дослідження моделі контакту напівпросторів, які обмежені криволінійними поверхнями, застосовано до зацеплення Новікова // Вісник аграрної науки Причорноморія. 2001. Вип. 1(10). С. 12–130.
10. Попов А.П., Селивановский В.Ю. Новый метод расчета контактных напряжений в зацеплении Новикова // Вестник НТУ «ХПИ» (Харьков). 2003. Вып. 2. С. 82–87.
11. Федякин Р.В., Чесноков В.А. Расчет цилиндрических передач Новикова и фрикционных передач. М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1982. 114 с.
12. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М.: Машиностроение, 1976. 304 с.
13. Романовский Г.Ф., Попов А.П. Основы трибологии судовых зубчатых муфт. Николаев: НУК, 2004. 444 с.
14. Андросов А., Гребенюк Г. Зубчатые передачи с эллиптическим профилем зуба как элемент научно-технического прогресса в машиностроении. М.: САПР и графика (градо-строительство). 2005. № 8. С. 94–96.
15. Попов А.П., Каиров А.С., Медведовский А.М. Контактная прочность зацепления Новикова с эллиптическими зубьями // Сб. науч. трудов НУК. Николаев, 2006. № 4 (409). С. 57–67.

## КОММЕНТАРИЙ (к статье А.П. Попова)

*В.И. Короткин, к.т.н*

Статью А.П. Попова мне бы хотелось выделить особо, поскольку в ней демонстрируется **явное несоответствие** между продекларированным вначале «согласием с большинством высказываний Г.А. Журавлева» (каковое, как я понял, принято Редакцией как свидетельство поддержки Г.А. Журавлева) и содержащимися в тексте научными воззрениями самого А.П. Попова.

Сперва отметим, что при попытке дать анализ прочности различных систем зацепления А.П. Попов, на наш взгляд, сделал следующие принципиальные упущения:

1. Нигде при анализе он не использовал накопленный десятилетиями обширный **экспериментальный материал** по испытаниям (в т.ч. сравнительным) передач Новикова и эвольвентных, что могло бы значи-

тельным образом скорректировать (а возможно, даже изменить) его сугубо теоретические выводы.

2. При рассмотрении существующих методик контактных расчетов передач Новикова он принял во внимание только работы Р.В. Федякина и В.А. Чеснокова (30–50-летней давности), которые **устарели**. При этом совершенно проигнорировал более современные методы (может быть, неизвестные ему?), разработанные Б.С. Ковальским, Е.Г. Росливером, А.С. Яковлевым и др., включая автора этих строк.

3. Не учел **зарубежный опыт** многолетних (начиная с 1958 г.) исследований и практических применений передач Новикова (США, Китай, Англия, Япония и др.), где дана довольно обоснованная и весьма **положитель-**

**ная оценка** этих передач в сравнении с эвольвентными.

Указанные упущения, связанные, скорее всего, с отсутствием необходимой информации у А.П. Попова, существенным образом **снижают доказательный уровень** его отклика.

Значительную часть своего отклика А.П. Попов посвятил неким разработанным им передачам с линейным касанием зубьев, «нагрузочная способность которых по контактным напряжениям выше таковой традиционных эвольвентных и передач Новикова...». Было бы интересно посмотреть на такие необыкновенные передачи, а еще лучше – познакомиться с их практическим использованием и результатами испытаний в сравнении с существующими. На подобную значимость, как

известно, претендует и Г.А. Журавлев со своим смешанным зацеплением, но автор отклика данное зацепление даже не удостоил внимания, следовательно, надо думать, **не поддержал**.

Говоря о «согласии с Г.А. Журавлевым», А.П. Попов не поясняет, что конкретно имеется в виду – то ли автор согласен с «ошибочностью физических основ зацепления Новикова», то ли с неправомерностью основных положений теории зацеплений (в частности, о кривизнах в полюсе), то ли с заявлением о повсеместном прекращении производства передач Новикова, то ли с чем-то еще. Здесь нет четкости, что затрудняет оппонирование. Во всяком случае, А.П. Попов **не приводит ни своих доказательств** повышенной контактной прочности предложенных им передач, ни вразумительной **оценки уровня** доказательств Г.А. Журавлева относительно резервов эвольвентного и пониженной контактной прочности новиковского зацепления.

А.П. Попов, так же, как и Г.А. Журавлев, критикует использование **плоской задачи Герца** для контактных расчетов зубчатых передач. Но на этом «сходство» между ними заканчивается, поскольку дело заключается в том, что имеют-то они в виду **разные объекты**: Г.А. Журавлев ошибочно полагает неправомерность приложения плоской задачи Герца к расчетам **эвольвентных передач с начально линейным контактом** (из-за заниженных, как он считает, получаемых расчетных результатов по нагрузочной способности, «скрытия резервов» эвольвентных передач и т.д., при этом его мнение, на наш взгляд, достаточно доказательно оспаривается оппонентами), в то время как А.П. Попов совершенно справедливо опровергает применение этой же задачи к расчетам (по Федякину и Чеснокову) **передач Новикова с теоретически точечным контактом**. Следует отметить, что А.П. Попов мог бы на этот счет и не высказываться, поскольку при расчетах передач Новикова уже давно отказались от плоской и применяют пространственную задачу Герца с определением эффективных контактных напряжений (по Ковальскому) и с учетом приработки. Так что, как видим, А.П. Попов и Г.А. Журавлев говорят о совершенно разных объектах, поэто-

му **ни о каком согласии между ними здесь нет и речи**.

Что касается производства передач Новикова, А.П. Попов, в отличие от Г.А. Журавлева, признает их **массовое распространение** (см. ниже), поэтому и в данном вопросе между ними какого-либо **согласия усмотреть невозможно**.

В отклике говорится о каких-то особых разработанных автором передачах Новикова, у которых нагрузочная способность по контакту **в 1,6...1,8 раза**, а по изгибу **на 40...50% выше**, чем у традиционных передач Новикова. Данные исследования, как утверждает автор, вносят существенный вклад в совершенствование и развитие (*внимание!*) **передач Новикова**. Прекрасно. Однако вдруг вслед за этим, противореча самому себе, автор совершает крутой поворот на 180 градусов и делает вывод о том, что «эти исследования не должны закрывать глаза на те вымыслы и мифы, которые присущи передачам Новикова» (?). Не будем придирается к словам профессора и объяснять ему, что «вымыслы и мифы» не могут быть «присущи передачам», а лишь исключительно людям.

Однако дальше начинается самое примечательное.

Для подтверждения своего более чем нелогичного вывода автор классифицирует четыре аспекта проблемы, которые и проанализируем в том же порядке.

#### Первое.

1. Попытка сравнить контактную прочность передач эвольвентных и Новикова как на основе линейного (по Федякину), так и на основе точечного (но без учета приработки передач Новикова) контакта **некорректна и дает результаты, не имеющие ничего общего с практикой**. Прежде всего не указывается, какие конкретно **исходные контуры** подвергнуты анализу автором, а это принципиально важно. Во-вторых, хорошо известные испытания, проведенные, например, в ЛМИ И.И. Арефьевым, показали превышение нагрузочной способности новиковских передач ДЛЗ невысокой твердости (исходный контур Урал-2Н) над эвольвентными аналогами в **2...3 раза**, что трудно оспорить. Для высокотвердых аналогов (с соответствующим новиковским исходным контуром)

этот показатель еще выше, поскольку при значительном росте допускаемого напряжения нагрузочная способность эвольвентных передач возрастает пропорционально **квадрату**, а передач Новикова – пропорционально **кубу** этого напряжения. Практика эксплуатации подтверждает данные результаты, которые хорошо согласуются с расчетом эффективных напряжений теоретически точечного контакта с помощью пространственной задачи Герца и с учетом приработки поверхностей зубьев. Для того чтобы в этом убедиться, А.П. Попову достаточно изучить литературу (как минимум, вышеназванных авторов).

2. Поразительной выглядит оценка изгибной прочности эвольвентных передач, которая, по мнению автора, пропорциональна квадрату толщины основания зуба (?!), что позволяет при коррекции увеличить изгибную прочность, как он считает, более чем в 2 раза. Это «что-то новое» в расчетной практике! Неужели автор «забыл», что одновременно с ростом толщины зуба при положительной коррекции уменьшается радиус кривизны галтели, что увеличивает концентрацию напряжений? Поэтому напряжение изгиба пропорционально, как известно, **коэффициенту формы зуба**, который даже при значительной положительной коррекции может снизиться не более, чем на 30...35% (см. ГОСТ 21354-87). Простите, но приходится напоминать азбучные истины!

3. Говоря вообще о резервах эвольвентных передач, автор отклика справедливо называет коррекцию, продольную модификацию и т.д. Но точно **такие же** (да плюс еще **дополнительные**, специфические) резервы имеют и передачи Новикова, о чем достаточно хорошо известно из литературы. Почему же о них А.П. Попов ничего не говорит?

#### Второе.

1. Автор отклика утверждает, что передачи Новикова не применяются в судостроении при больших мощностях. Но как он прокомментирует, например, успешное их внедрение в судах Черноморского флота, чем много лет занимались украинские исследователи Тетерятченко, Кузовков, Кириченко и др., или применение с давних пор этих передач в Китае в **силовых установках теплоходов при высоких скоростях**



**и мощностях 2000 кВт и выше?** Трудно представить, что А.П. Попову, имеющему отношение к кораблестроению, об этом ничего не известно.

2. В отклике приведена разработанная автором рабочая формула, которая, по его мнению, позволяет правильно оценивать влияние значений профильного ( $p_w$ ) и продольного ( $R$ ) приведенных главных радиусов кривизны контактирующих поверхностей на величину контактного напряжения. Здесь же дан численный пример для передачи Новикова ОЛЗ-1.35-0.15 и показано, что с увеличением  $R$  в 2 раза (при неизменном  $p_w$ ) напряжение снижается в 1,959 раза. Не касаясь численного результата, отметим, что в качественном отношении формула в этом примере «сработала» в правильном направлении – действительно, с ростом  $R$  напряжение должно снижаться. А теперь представим, наоборот, что при неизменном  $R$  возрос радиус  $p_w$  (например, в результате приработки или по другим причинам). Естественно, это также должно вызвать **снижение напряжения**. Но по формуле А.П. Попова происходит обратное – **напряжение возрастает (!)**. Как это следует понимать? Неужели подобный **парадокс** не замечен автором и, более того, положен в основу его выводов о контактной прочности передач Новикова?

3. Отдав дань положительным качествам зацепления Новикова, о которых, как почему-то полагает автор, раньше не было известно (?), он обрушивается на их недостатки – это и сложность изготовления зубьев, и чувствительность к отклонениям межосевого расстояния, и какое-то непонятное «пагубное влияние температурных факторов», и, по его мнению, низкая изгибная прочность и т.д. И как итог рассуждений – вывод (ни много, ни мало) о возможной **неработоспособности (!)** передач Новикова. И это говорится после того, как самими А.П. Поповым, по его же словам, получены передачи Новикова с исключительно высокими показателями (см. выше)! (Правда, для «уравновешивания» отмечаются недостатки и эвольвентных передач, но этому зацеплению, как любимому дитя, автор все недостатки великодушно «прощает».) К сожалению, приходится констатировать, что и в этих вопросах А.П. Попов сильно «отстал от жизни». Уже более 20 лет назад появи-

лись, **успешно применяются** (и даже **стандартизированы** в рамках СНГ) исходные контуры, а также ряд других технических решений, позволяющие не только компенсировать радиальные погрешности, но и достигать изломной прочности в **1,3...1,6 раза выше**, чем у эвольвентных аналогов. Это подтверждено многолетними усталостными испытаниями, результаты которых зафиксированы решениями Координационного совета при ВНИИ-Редукторе (Киев), практикой эксплуатации различных машин и достаточно широко освещены в литературе.

Что же касается сложности изготовления, то любая неэвольвентная передача, как известно, сложнее эвольвентной (не исключаю, что это относится и к некоторым передачам, разработанным А.П. Поповым), однако из этого вряд ли следует необходимость полной монополизации эвольвентных передач (как, к сожалению, считают некоторые «ортодоксы»), что было бы исключительно пагубно и для науки, и для промышленности. Относительно передач Новикова сообщим автору, что технология изготовления инструмента для них **давно освоена** на специализированных заводах, и никаких ощутимых проблем с промышленным внедрением самих передач пока не замечено (см. отклики Веретенникова, Огнева и др.).

#### Третье.

В этом разделе рассматриваются вопросы гидродинамики. Можно согласиться с автором, что до сих пор нет приемлемого решения контактно-гидродинамической задачи. Тем более делать здесь далеко идущие выводы, в том числе и автору, не следует. Сообщим лишь (к сведению А.П. Попова, позиционирующего себя как специалиста в данной области), что на основании анализа ряда авторитетных зарубежных источников экспериментальные исследования, проведенные на самом современном уровне (в частности, в Англии и Японии), показали превышение толщины масляной пленки в контакте передач Новикова против эвольвентных в **3...4 раза**. Полагаем, игнорировать подобный результат было бы неразумно.

#### Четвертое.

Здесь содержится весьма любопытный «пассаж». Оказывается, по

мнению автора, неконкурентоспособность передач Новикова по сравнению с эвольвентными объясняется, помимо перечисленных им недостатков (см. выше), еще и «невежеством отдельных лиц, которое отпугивает прочнистов» (?). Приводится пример, как некто, рассчитав напряжения с помощью МКЭ, получил неправдоподобные результаты. Что ж, иногда встречаются абсурдные вещи, когда за формальными расчетами теряется здравый смысл, но это, как говорится, проблемы самих горе-исследователей. Однако какая здесь может быть связь с конкурентоспособностью передач Новикова? С такими умозаключениями ведь очень легко **от одного абсурда прийти к другому**.

В заключительной части отклика А.П. Попов справедливо отмечает существующее со времен СССР по настоящее время **массовое использование передач Новикова** во многих перечисленных им **ответственных отраслях промышленности**. Как говорится, спасибо, что хоть это признается, и неосведомленный читатель не обманут заявлениями о якобы чуть ли не полном и всеобщем, как утверждает Г.А. Журавлев, прекращении производства этого зацепления (о «**нестыковке**» **позиций** двух «согласных друг с другом» авторов по этому вопросу упоминалось выше). Но вдруг опять неожиданный поворот – ни с того, ни с сего, без всякой логической связи и совершенно бездоказательно А.П. Попов утверждает, что применение передач Новикова «будет идти по убывающей линии» (!). По-видимому, такой вывод ему подсказало какое-то «шестое чувство», не иначе. Разумеется, с учетом всего изложенного выше подобный вывод не имеет никаких оснований, поэтому за дальнейшую судьбу зацепления Новикова можно, слава Богу, не беспокоиться.

А теперь пусть кто-нибудь объяснит, где же в тексте А.П. Попова содержится **подтверждение его согласия** с высказываниями Г.А. Журавлева. И о каких таких «мифах и вымыслах» по отношению к зацеплению Новикова толкует автор отклика? Неужели опираясь на показанные выше его ошибочные выводы, касающиеся изгибной и контактной прочности зубчатых передач?

