

МОЙ КОММЕНТАРИЙ – ЭТО ПЕРВЫЙ И ПОСЛЕДНИЙ ОТКЛИК НА ГРОМКОЕ АУКАНЬЕ Г-НА В.И. КОРОТКИНА

А.П.Попов, д.т.н., профессор

Комментарий г-на В.Короткина по поводу моей статьи «Передачи Новикова: вымыслы и реальность» характеризуются, с одной стороны, бестактными выпадами на фоне назойливых поучений, а с другой стороны – «доказательствами» бездоказательности. Из комментария очевидно, что положительные высказывания в пользу зацепления Новикова для г-на В.Короткина весьма приятны, а обоснованная и общеизвестная критика в адрес этих передач выводит его из рамок общепринятой дискуссии и элементарной корректности.

Я не стану останавливаться на его фразах и отдельных словах, которые он пускает в ход, не задумываясь о последствиях, на его настойчивых попытках повысить мои знания в области зубчатых передач, выраженных в беспрекословном назидании по поводу расширения моего кругозора.

Остановлюсь лишь на отдельных его измышлениях и искажении фактов, не заметить которые нельзя.

1. В своей статье я написал о том, что при корригировании зубьев утолщаются их основания, которые приводят к снижению напряжений изгиба. Однако г-н В.Короткин умышленно говорит о расчётной практике и о том, как влияет коэффициент формы зуба на изгиб. Надо же, а я ведь этого и не «знал», в связи с чем «благодарю» за подсказку.

Ну, тогда и Вы, г-н В.Короткин, ознакомьтесь с методом расчёта изгибной прочности зубьев, изложенным в моей книге, которая вышла в издательстве «Судостроение» (г. Ленинград) в начале 80-х годов прошлого века. В этой книге впервые выполнено решение задачи с учётом основных канонических теорий упругости, в которой зуб рассматривается как упруго заделанная

консольная пластина эквивалентной толщины, подверженная воздействию произвольно приложенной сосредоточенной, распределенной по линии или по площади нагрузки.

2. Попытка сравнения контактной прочности эвольвентных передач и передач Новикова с линейным и точечным контактом зубьев г-ном В.Короткиным признаётся неправомерной. Указанная попытка сравнения контактной прочности зубьев более чем правомерна, так как Вы и другие сторонники зацепления Новикова разделили данное зацепление на линейное и точечное.

Предшественники М.Л.Новикова (Ф.Бостон, С.Брамлей-Мур, Н.Веслер, А.Роано, Э.Вильдхабер и др.), а впоследствии и М.Л.Новиков, работая над повышением нагрузочной способности передач путём создания выпукло-вогнутого зацепления, даже в мыслях не допускали, что создаваемая ими теория пространственного зацепления на практике за счёт приработки зубьев перейдёт в теорию плоского зацепления зубьев с линейным контактом. Не правда ли, парадокс.

Так что же считать зацеплением Новикова – точечное или линейное касание зубьев? Если точечное, то тут всё более-менее ясно, а если линейное, то надо ли его считать зацеплением Новикова? Ведь атрибуты, присущие выпукло-вогнутому зацеплению зубьев (расположение линии контакта почти перпендикулярно к направлению зуба, обязательное наличие внутреннего касания зубьев, косозубость колёс), были известны и ранее указанным зарубежным исследователям. По этой причине в ряде западных стран зацепление Новикова называют зацеплением Новикова-Вильдхабера. С этим фактом я впервые столкнулся на Международной конференции по зубчатым передачам, проводимой в 1974г. в Югославии (г. Загреб).

Поэтому, прежде чем вступать в полемику, необходимо определиться с видом контакта зубьев. Для Вас это безразлично, так как весь смысл безапелляционных утверждений сводится к одному: линейный контакт хорошо, а точечный контакт еще лучше. Но ведь линейный контакт при выпукло-

вогнутом зацеплении зубьев искажает, повторюсь ещё раз, идею и смысл рассматриваемого зацепления.

3. Разделяя передачи Новикова на передачи с линейным (приработка зубьев) и точечным (отсутствие приработки) контактом зубьев, г-н В.Короткин предлагает два варианта передач Новикова, а именно: класс передач невысокой твёрдости и класс передач высокой твёрдости. Класс передач невысокой твёрдости (г-ну В. Короткину пора понять) – это анахронизм.

В настоящее время, когда используется химико-термическое упрочнение зубьев, в том числе ионное азотирование, газовое и ионное нитрирование, сульфатирование зубчатых колёс при низких температурах, новая технология закалки с целью увеличения глубины упрочнения и сердцевины, повышение точности зубчатых колёс и многое другое, вести речь о зубчатых передачах из-под фрезы, к которым относится класс передач невысокой твёрдости, не только, мягко говоря, ошибочно, но и вредно.

4. Р.В.Федякин и В.А.Чесноков, используя формулу Герца для плоской контактной задачи, исходили из того, что в передачах Новикова отношение

$\frac{\rho_f}{\rho_a} = 1,1$. Далее они, как и все сторонники зацепления Новикова, в том числе

и г-н В.Короткин, полагали, что за довольно непродолжительное время вследствие приработки в работу вступает вся рабочая высота зуба, а зацепление при этом из точечного переходит в линейное. А если это так, то тогда

отношение $\frac{\rho_f}{\rho_a}$ стремится к единице, т.е. $\frac{\rho_f}{\rho_a} \approx 1$. А ведь известно, что даже

при $\frac{\rho_f}{\rho_a} = 1,1$ зацепление Новикова сверхчувствительно к отклонениям межосевого расстояния, как при нарезании, так и в самой конструкции.

Следовательно, при $\frac{\rho_f}{\rho_a} \approx 1$ практически невозможно обеспечить необходимую величину допуска на межосевое расстояние. Если бы Вы глубже разбирались в контактной прочности зубьев, то поняли бы, что при одинаковых радиусах кривизны охватываемой и охватывающей поверхностей ни-

чтожно малое отклонение одной поверхности относительно другой поверхности вследствие необеспечения ранее указанного допуска нарушает природу линейного контакта. Если Вы знаете, каков контакт зубьев на самом деле (линейный, точечный или линейно-точечный), то объясните своим сторонникам.

В связи со сказанным, возникает вопрос: зачем дожидаться так называемой приработки зубьев класса передач невысокой твёрдости? Может быть, сразу при проектировании передач исходить из отношения $\frac{\rho_f}{\rho_a}=1$, что вполне логично, забыв при этом об основной идее зацепления Новикова, т.е. о точечном контакте выпукло-вогнутых зубьев.

Однако этого делать нельзя, и об этом знает любой специалист в области передач, так как при заранее принятом отношении $\rho_f=\rho_a=1$ наблюдается, как уже указывалось, с одной стороны, невозможность обеспечения допуска на межосевое расстояние, а с другой – грубо попирается основной принцип зацепления Новикова – начальный контакт точка. Поэтому у сторонников зацепления один путь – обеспечение отношения $\frac{\rho_f}{\rho_a}=1$ за счёт приработки зубьев. В данном случае всё можно свалить на условия эксплуатации.

Но и здесь, как показали выполненные исследования и расчеты, наблюдается несоответствие тому, что происходит в контакте на самом деле. Во-первых, зубья прирабатываются не по всей рабочей высоте, а лишь на части высоты. Во-вторых, в пределах участков приработанных поверхностей зубьев имеют место уже не радиусы кривизны ρ_f и ρ_a , а радиусы ρ'_f и ρ'_a , причем $\rho'_a > \rho_a$, а $\rho'_f > \rho_f$.

Следовательно, попытка сравнения контактной прочности класса передач Новикова невысокой твёрдости и высокой твёрдости с эвольвентными передачами не только корректна, но и необходима. С одной стороны, передачи Новикова создавались в противовес эвольвентным зубчатым передачам, подвергнутым уничтожающей критике, а с другой стороны, оказывается, не-

корректно их сравнивать с классическими передачами, учитывая классы передач различной твёрдости, что является полнейшим абсурдом.

5. Природа любого зацепления с точки зрения повышения контактной прочности и эффективности зубчатых передач, в том числе и передач Новикова, определяется начальным точечным контактом зубьев. При этом приведенные радиусы кривизны поверхностей зубьев в 2-х взаимно перпендикулярных плоскостях взаимосвязаны друг с другом и они, помимо модулей упругости материалов E_1 , E_2 , коэффициентов Пуассона ν_1 , ν_2 и сжимающей (нормальной) силы F_n , определяют контактную прочность зубьев.

В передачах Новикова с выпукло-вогнутыми зубьями приведенные радиусы кривизны в одной плоскости изменяются в пределах

$$\rho_w = \frac{\rho_f \rho_a}{(\rho_f - \rho_a)} = 22,5 \dots 87,5 \text{ мм, а в другой плоскости - } R = \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)} = 1000 \dots 3200$$

мм. Поэтому при указанных величинах радиусов ρ_w и R в передачах Новикова невозможно получить высокую контактную прочность в силу природы данного зацепления, и это подтверждают выполненные исследования. Следовательно, утверждения о двух-трёхразовом повышении нагрузочной способности класса передач Новикова невысокой твердости по сравнению с эвольвентными передачами являются всего лишь риторикой. Данные утверждения также неуместны и применительно к классу передач Новикова высокой твердости с точечной системой зацепления зубьев.

6. Г-н В.Короткин, спешу Вас успокоить по поводу того, что при увеличении радиуса ρ_w контактные напряжения снижаются. Вы увидели не всю формулу, а её фрагмент. Указанная и другие формулы проф. А.П.Попова, ставшие классическими (кстати – «классика формул» не моё определение, а зарубежных специалистов, поэтому отнеситесь к этому спокойно), будут даны не только для линейной зависимости между упругими перемещениями зубьев и возникающими при этом напряжениями, но и для нелинейной зависимости. Согласитесь, что решение нелинейных контактных плоских и пространственных задач применительно к любым зубчатым механизмам с про-

извольной формой зубьев, представляет собой серьёзный вклад в редукторную науку. Не надо меня отсылать к Герцу. Все задачи Герца, которые известны, я прорешал на основе разработанной мною методологии теоретических исследований контактной прочности упруго сжатых полупространств с начальным линейным либо точечным контактом, ограниченных поверхностями. Решения проводились с целью оценки достоверности указанной методологии; при этом сходимость полученных решений и решений Герца была полностью подтверждена. Более того, применительно к зубчатым передачам выполнены решения контактных задач по более чем 60-ти новым расчетным моделям, большая часть которых запатентована.

7. Далее Вы утверждаете, что я совершенно проигнорировал наиболее современные методы, разработанные Б.С.Ковальским (1960г.), Е.Г.Росливкером (1975г.), А.С.Яковлевым (1972; 1984г.г.), а также Вами. Указанные годы относятся к тем источникам авторов, которые я в своё время просматривал. Я с уважением отношусь, в отличие от Вас, к учёным, которые внесли определенный вклад в редукторную науку, расширили возможности зубчатых передач, изменили наше представление о тех или иных процессах, свойственных передачам и т.д.

А вот Вам не следовало бы становиться в один ряд с указанными (и другими) учеными. Я прочитал Вашу монографию (1991г.), отпечатанную на машинке в количестве 206 стр., которая содержит сплошную и нудную эмпирику, бесконечное множество всевозможных коэффициентов и неудачно взятых обозначений, большое количество таблиц. Под пунктом 25 идёт расчёт передач, содержащий 138 позиций!!! Ну кому нужен такой расчет?

Материал монографии общеизвестен, он подобран по принципу «с мира по нитке – голому рубаха». Весь вопрос в том – найдётся ли тот самый голый, который хотя бы примерит эту рубаху? Однако монография – Ваше личное дело. Я не буду касаться её сути в целом, но на отдельных моментах контактной прочности я остановлюсь, поскольку г-н В.Короткин посоветовал

мне ознакомиться с его «современными методами» расчета указанной прочности.

В общем виде максимальные контактные напряжения при точечном взаимодействии упруго сжатых тел определяются по общеизвестной и приведенной Вами формуле Герца $\sigma_{\max} = \frac{3\sigma_m}{2} = \frac{3F_n}{2\pi b_n a_n}$, где $\sigma_m = \frac{F_n}{\pi b_n a_n}$ - средние контактные напряжения. А вот что касается определения малой b_n и большой a_n полуосей эллиптической площадки контакта, выполненного вами со ссылкой на ВНИИНМаш (1978г.), то здесь наблюдается грубое вмешательство в классические формулы Герца путем введения в них эмпирики, а именно:

- а) в указанные формулы входят эмпирические коэффициенты n_a , n_b и $c_{a\beta}$;
- б) при определении коэффициентов n_a и n_b зависимости имеют числовые коэффициенты и показатели степеней параметра $c_{a\beta}$, меньшие единицы, содержащиеся после запятой 5 знаков; для чего нужна такая точность?;
- в) параметр $c_{a\beta}$ изменяется от 0,01 до 0,4, в связи с чем его минимальное значение в 40 раз меньше максимального; неплохой диапазон изменения, который может проглотить любые проколы и несуразности;
- г) формулы для определения b_n и a_n должны содержать влияние приведенных радиусов ρ_w и R , однако в них фигурирует лишь один радиус $\rho_a \cdot m$;
- д) отношение малой полуоси b_n к большой полуоси a_n эллипса выражено через эмпирический коэффициент $\bar{\beta}$, т.е. $\bar{\beta} = \frac{b_n}{a_n} = \frac{n_b}{n_a}$, хотя в действительности, если бы Вы были знакомы с работами проф. А.П.Попова, то наверняка знали бы, что $\bar{\beta} = \sqrt{\frac{\rho_w}{R}}$, следовательно, Вам бы не пришлось городить никому ненужный огород, искажая классические решения Герца;
- е) числовые коэффициенты в формулах определения a_n и b_n , если речь идет об одной и той же расчётной модели, должны быть одинаковыми;

в Ваших формулах числовые коэффициенты $k = n_a \cdot \sqrt[3]{1,5(1+c_{a\beta})}$ и $k_1 = n_b \cdot \sqrt[3]{1,5(1+c_{a\beta})}$ соответственно при a_n и b_n , исходя из $c_{a\beta}=0,01\dots 0,1$ и $c_{a\beta}=0,1\dots 0,4$, характеризуются величинами: $k=6,891\dots 2,819$ и $k=2,739\dots 1,775$; $k_1=0,337\dots 0,140$ и $k_1=0,389\dots 0,157$;

ж) указанные коэффициенты k и k_1 не только не равны друг другу, но каждый из них ещё и изменяется в указанных пределах, в связи с чем комментарии к данному «творению» не только излишни, но и бесполезны;

и) используя формулу Герца, Вы не сказали – применительно к какой расчётной модели она применима; Вы также не назвали расчётную модель контакта, которая имеет место при точечном зацеплении Новикова.

В связи с вышеизложенным Вам не следует переносить свои рассуждения на ту область знаний, которую не знаете, но в которой грубо, не задумываясь, искажаете классику решений Герца.

8. Зависимости проф. А.П.Попова для определения малой b_0 и большой b_k полуосей эллиптической площадки контакта размером $\pi b_0 b_k$ и максимальных контактных напряжений σ_{\max} при точечном взаимодействии зубьев, исходя из $\nu_1 \neq \nu_2$ и $E_1 \neq E_2$, имеют вид:

$$b_0 = 0,985 \cdot \sqrt[3]{\alpha \rho_w F_n \left[\frac{1-\nu_1^2}{(\alpha+\nu_1)E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]}; \quad (1)$$

$$b_k = 0,985 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2} \left[\frac{1-\nu_1^2}{(\alpha+\nu_1)E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]}; \quad (2)$$

$$\sigma_{\max} = 0,492 \cdot \sqrt{\frac{\alpha F_n}{\sqrt[3]{\rho_w^2 \left[\frac{1-\nu_1^2}{(\alpha+\nu_1)E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^2}}}, \quad (3)$$

где $\alpha = \frac{b_0}{b_k} = \sqrt{\frac{\rho_w}{R}}$ - коэффициент.

Зависимости (1) - (3) получены в предположении, что между упругими перемещениями зубьев и возникающими в них контактными напряжениями существует линейная взаимосвязь. В действительности, как показали экспе-

риментальные исследования, выполненные советскими учёными З.М.Левиной, Д.Н.Решетовым и Э.В.Рыжовым, между указанными перемещениями и напряжениями существует нелинейная взаимосвязь. При этом показатель степени, учитывающий указанную нелинейность, равен $n=0,7\dots 0,8$.

Приняв $n=0,75$ и решив нелинейную пространственную контактную задачу, запишем выражения (1) – (3) следующим образом:

$$b_0 = 1,091 \cdot \sqrt[3]{\left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,75} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,75} \right\}^{4/3}}; \quad (4)$$

$$b_k = \frac{1,091}{\alpha} \cdot \sqrt[3]{\left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,75} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,75} \right\}^{4/3}}; \quad (5)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{0,4\alpha F_n}{\sqrt[3]{\left\{ \left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,75} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right]^{0,75} \right\}^{8/3}}}. \quad (6)$$

В качестве расчётной, применительно к уравнениям (1) – (6), выступает модель контакта упруго сжатых полупространств с начальным точечным контактом, которые в плоскости zOx ограничены цилиндрическими поверхностями с внутренним (зацепление Новикова) либо внешним (эвольвентное точечное зацепление) касанием с радиусами кривизны соответственно ρ_f , ρ_a и ρ_1 , ρ_2 , а в плоскости zOy – цилиндрическими поверхностями внешнего (внутреннего) касания с радиусами кривизны R_1 и R_2 . Если в уравнениях (1) – (6) заменить приведенный радиус кривизны ρ_w радиусом $R = \frac{R_1 R_2}{(R_2 \pm R_1)}$, исходя из $\rho_w = \alpha^2 R$, то эти уравнения будут выражены через приведенный радиус кривизны R , находящийся в плоскости zOy .

Применительно к модели контакта 2-х упруго сжатых цилиндров (плоская задача Герца) уравнения полуширины b_0 площадки контакта и максимальных напряжений σ_H с учетом нелинейности будут выражены следующим образом:

$$b_0 = 1,182 \cdot \sqrt{\left\{ \left[\frac{(1 - \nu_1^2) \rho_w F_n}{E_1 b_w} \right]^{0,75} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \rho_w F_n}{E_2 b_w} \right]^{0,75} \right\}^{4/3}} ; \quad (7)$$

$$\sigma_H = \frac{0,539 F_n}{b_w \cdot \sqrt{\left\{ \left[\frac{(1 - \nu_1^2) \rho_w F_n}{E_1 b_w} \right]^{0,75} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \rho_w F_n}{E_2 b_w} \right]^{0,75} \right\}^{4/3}}} ; \quad (8)$$

где b_w – длина цилиндров (ширина зубчатого венца).

9. Ваша фраза «успешное внедрение передач Новикова на судах Черноморского флота» была бы правильной, если бы слово «успешное» Вы заменили бы словом «безуспешное». Что касается упомянутых людей (В.Г. Тетерятченко, А.Ф.Кириченко и Б.П.Кузовков), то эти люди на самом деле пытались внедрить эти передачи на судах, но их попытки были безуспешными.

9.1. В.Г. Тетерятченко, толковый инженер и специалист, действительно предпринимал большие усилия по внедрению передач Новикова в судовые турбозубчатые агрегаты. В то время ему была дана зелёная улица. Кстати, незадолго до своей трагической смерти к нам на предприятие приезжал М.Л.Новиков. В результате анализа огромного количества экспериментальных данных М.Л.Новиков и В.Г. Тетерятченко пришли к выводу, что использование указанных передач в судовых турбозубчатых агрегатах невозможно.

По-видимому, Вы не читали диссертацию В.Г. Тетерятченко, Вы не в курсе отчетов по передачам Новикова, которые сохранились до сих пор.

Найдите в интернете телефон ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», поинтересуйтесь. Вам любой вахтёр скажет, что ни одна из передач Новикова не была поставлена на судно.

9.2. А.Ф.Кириченко с группой сотрудников вёл хоздоговорную работу с Черноморским судостроительным заводом (ЧСЗ), на котором начальником бюро, если не ошибаюсь, новой техники был Б.П.Кузовков. Да, действительно была изготовлена передача Новикова небольшой мощности. Однако когда

её поставили на судно, то невообразимо большой шум и очень высокая вибрация сделали невозможным её эксплуатацию.

Когда указанную передачу разобрали, то оказалось, что на всех 29-ти зубьях шестерни были натирывы, износы и прочее, выступающие в роли мощнейших концентраторов нагрузки. Толковый слесарь за 3 дня вручную довёл зубья до более менее приемлемого вида, после чего шум и вибрация уменьшились. После этого к такой передаче был полностью потерян интерес.

Давно нет (1991г.) крупнейшего в Европе ЧСЗ. С ликвидацией ЧСЗ ушла в небытие и та единственная передача небольшой мощности, о которой шла речь.

9.3. В 90-е годы прошлого века Б.П.Кузовков вёл хоздоговорную тему с Николаевским глинозёмным заводом (НГЗ). В итоге для привода небольшого компрессора была изготовлена передача Новикова, которая также оказалась неудачной. В итоге НГЗ закупил французский редуктор, который эксплуатируется по сей день (более подробную информацию можно получить по телефону НГЗ, который есть в интернете).

9.4. Г-н В.Короткин утверждает, что передачи Новикова с давних пор применяются в Китае. Я веду тесное научное сотрудничество с исследовательским институтом судовых котлов и турбин (г. Харбин). Ежегодно китайские специалисты приезжают в университет, чтобы прослушать лекции проф. А.П.Попова в объёме 100 часов по самым животрепещущим проблемам современного редукторостроения с учетом новых технических решений и методов расчёта, по зубчатым муфтам, нечувствительным к расцентровкам, по псевдоэллиптическим подшипникам, разработанным проф. А.П.Поповым, по смазке высокоскоростных передач (окружные скорости 175...225 м/с, а скорости скольжения до 40 м/с) и многим другим вопросам.

Указанный институт курирует поставку судовых энергетических установок на все суда и корабли Китая. Неоднократно поднималась проблема использования передач Новикова в Китае. Ни о каком внедрении передач Новикова представители института в лице китайских специалистов не слышали.

Если бы г-н В.Короткин сказал, что передачи Новикова используются в Гвине-Бисау, то я бы, может быть, поверил, так как у меня нет контактов с этой страной. Таким образом, утверждения об использовании передач Новикова в судостроении, в том числе и в Китае, являются либо результатом незнания дел, либо стремлением любой ценой выдать желаемое за действительное, введя в заблуждение читателей журнала «Редукторы и приводы».

10. Я внимательно ознакомился со всеми материалами, связанными с высказываниями в адрес передач Новикова. Все материалы выдержаны в духе корректности. С этими материалами можно соглашаться или не соглашаться – это право каждого из выступающих. Однако ни один из них не взял на себя роль Верховного жреца древнего Египта или Ойкумены. Только один г-н В.Короткин позволил себе утвердиться в этой роли, с пафосом восклицая: «Дождусь ли я научного оппонирования»?

О какой научной дискуссии с г-ном В.Короткиным можно вести речь, если он в свой трактат (монографию) переписал формулы по изгибной и контактной прочности других авторов, до неприличных размеров удлинив их, а также мысли, рассуждения, выводы и т.п. других людей. Г-н В.Короткин ради внешней атрибутики привел в своей монографии ссылки на некоторых авторов, внёсших определенный вклад в развитие изгибной прочности зубьев, пытаясь рассуждения указанных авторов перевести в русло якобы собственных рассуждений.

Г-н В.Короткин упомянул Jaramillo T.J., не имея представления о том, что зависимости для определения прогибов и изгибающих моментов получены в форме несобственных интегралов, которые не могут быть выражены в элементарных функциях, поэтому для их вычисления необходимо численное интегрирование, что в расчётной практике очень затруднительно.

По этой причине несобственные интегралы были заменены криволинейными для получения рядов их разложения, рассматриваемых в форме вычетов, как разности соответствующих подынтегральных выражений. Однако и при этом использование полученных решений вследствие громоздкости и

сложности затруднительно, поэтому при определении напряжений в точках зубьев, находящихся на некотором расстоянии от заделки, в выражение для максимального изгибающего момента вводятся поправки в виде эмпирических коэффициентов. Во избежание указанной сложности и введения в зависимости эмпирических коэффициентов и была впервые решена задача, о которой говорилось в первом пункте.

Рассуждения г-на В.Короткина о действии сосредоточенной силы – это рассуждения времён царя Гороха. Сосредоточенная сила – это синоним. При упругих деформациях зубьев сосредоточенная сила перерождается в нагрузку, распределенную по площадке контакта. К сведению г-на В.Короткина: при рассеивании сосредоточенной силы по всей рабочей поверхности зуба напряжения изгиба уменьшаются в 18...25 раз. В связи с вышеизложенным, вступление в дискуссию с г-ном В.Короткиным – напрасная трата времени.

Г-ну В.Короткину не нравится, что Г.А.Журавлёв и неизвестно откуда взявшийся А.П.Попов, работают в области редукторостроения, пытаются (и небезуспешно) в неё привнести свои воззрения, новые технические решения, новые методы расчета и многое другое с одной единственной целью – сделать лучшим мир существующих передач. Но ведь в разных подходах, в различных и обоснованных точках зрения и альтернативах, в разных концепциях развития зубчатых передач как раз и заложены позитивные предпосылки, направленные на дальнейшее совершенствование современного редукторостроения.

11. Г-н В.Короткин задает вопрос: о каких «*мифах*» и «*вымыслах*» толкует А.П.Попов? В статье не говорилось о «*мифах*»; в ней шла речь о «*вымыслах*».

Вымысел первый: Передачи Новикова создаются в противовес эвольвентным зубчатым передачам, резервы которых исчерпаны.

Вымысел второй: Эвольвентные передачи имеют крупные и неустрашимые органические (что это такое?) недостатки.

Вымысел третий: Передачи Новикова являются более прогрессивными по сравнению с эвольвентными передачами.

Вымысел четвертый: Передачи Новикова имеют нагрузочную способность в 3 и более раз, превышающую нагрузочную способность зубчатых передач (см. монографию В.Короткина).

Вымысел пятый: Зацепление Новикова предназначено для зубчатых передач большой мощности (см. дисс. М.Л.Новикова и другие материалы).

Вымысел шестой: В силу локального контакта зубьев и хорошей прирабатываемости их активных поверхностей передачи Новикова (речь идёт о классе передач невысокой твердости) менее чувствительны к различным перекосам в зацеплении по сравнению с эвольвентными передачами. А если речь идёт о классе передач высокой твёрдости, то какова здесь так называемая «чувствительность»?

Вымысел седьмой: Правильно спроектированная передача Новикова характеризуется не только более высокой контактной, но и изгибной прочностью по сравнению с эвольвентными передачами (что означает слово «правильно»?). Из данного тезиса очевидно, что передачи Новикова изготавливают не только правильно, но и неправильно.

Вымысел восьмой: Малое расстояние линии зацепления!!! от полюсной линии способствует повышению КПД передачи.

Вымысел девятый: Применение передач Новикова в судостроении (ЧСЗ, г. Николаев).

Вымысел десятый: Длительные разработки и поиски исходных контуров позволили создать надежную технологию их изготовления, которая выгодно отличается от технологии изготовления эвольвентных зубьев (ну и ну).

Я привёл лишь 10 вымыслов, озвученных сторонниками зацепления Новикова, хотя их значительно больше. А теперь остановлюсь на «реальности», о которой шла речь в статье и которая является объективным фактором.

11.1. Эвольвентные зубчатые передачи обладают большими резервами повышения нагрузочной способности зацепления (профильная, продольная и

топологическая модификация зубьев, точечная система зацепления эвольвентных зубьев).

11.2. Крупные и неустраняемые недостатки (речь идёт о невозможности повышения контактной прочности эвольвентных зубьев) – вымысел, выстроенный отдельными сторонниками зацепления Новикова на незнании нюансов и тонкостей контактного взаимодействия зубьев.

11.3. В передачах Новикова с точечной системой зацепления зубьев, г-н В.Короткин, нет линии зацепления, о существовании которой ошибочно говорил М.Л.Новиков, а есть одна или несколько обособленных точек контакта в плоскости зацепления, которые в пространстве (на поверхности зуба) образуют контактные и рабочие линии. Разберитесь с этим.

11.4. Для нарезания эвольвентных зубьев используется наиболее технологичный и широко распространенный инструмент, проверенный на практике в течение многих лет. Для изготовления зубьев системы Новикова необходимо в каждом конкретном случае иметь два исходных контура соответственно для выпуклых и вогнутых зубьев.

При этом подбор параметров исходных контуров представляет известные и во многих случаях непреодолимые трудности (отсюда придуманные термины «правильно» или «неправильно» спроектированная передача), так как при этом надо удовлетворять одновременно следующим условиям:

- а) обеспечение по возможности большей контактной прочности;
- б) определение возможности обеспечения наибольшей изгибной прочности зубьев и равнопрочности по изгибу выпуклых и вогнутых зубьев;
- в) достижение по возможности минимального влияния погрешности изготовления на качество работы передачи.

11.5. Эвольвентное зацепление принципиально нечувствительно к погрешностям межосевого расстояния как в изготовленной передаче, так и в процессе обработки (нарезания) зубьев. Передачи Новикова, наоборот, крайне чувствительны к допуску на межосевое расстояние.

11.6. Передачи Новикова с точечной системой зацепления выпукловогнутой зубьев в силу ранее указанных диапазонов изменения приведенных радиусов кривизны ρ_w и R не могут характеризоваться высокой контактной прочностью – это вытекает из сущности данного зацепления, учитывая, что линия контакта перемещается не в направлении вращения колес, а вдоль длины зуба.

Эвольвентные передачи с точечной системой зацепления зубьев даже при малых отношениях $0,35 < \frac{b_w}{d_{w1}} < 0,5$, которые характерны для передач Новикова, имеют нагрузочную способность выше, чем в передачах Новикова.

11.7. Передачи Новикова, независимо от класса твердости зубьев, вопреки утверждениям (ничем не подкрепленным) г-на В.Короткина, при перекосах в зацеплении неработоспособны. Выполненные исследования (решена пространственная контактная задача с учетом перекоса зубьев) показали, что при перекосе зубьев в направлении их длины (не самый худший случай) при углах $\Psi = (0,5; 1) \cdot 10^{-3}$ рад нагрузочная способность зацепления снижается в 7...10 раз. Если происходит поворот одного зуба относительно другого зуба в пределах указанных величин расцентровок осей, то нагрузочная способность зацепления Новикова при этом уменьшается в десятки раз.

Зубчатые передачи с точечной системой зацепления зубьев при указанных значениях угла Ψ имеют нагрузочную способность выше нагрузочной способности передач с линейным зацеплением эвольвентных зубьев, работающих при отсутствии перекоса зубьев и тем более выше нагрузочной способности зацепления Новикова.

11.8. Низкая изгибная прочность передач Новикова определяется сущностью их зацепления, так как при входе и выходе зубьев из зацепления нагрузка сосредоточена на торцевых участках зубьев (см. работу А.П.Попова, а также метод отображения моментов Веллауэра и Сайрега).

11.9. Для передач Новикова, хотим мы этого или не хотим, характерна малая величина передаваемой мощности.

11.10. Передачи Новикова нельзя назвать прогрессивными. В.Н.Кудрявцев, широко рекламирующий и поддерживающий эти передачи в первые годы их появления, затем изменил по отношению к ним своё мнение. Это мнение озвучено А.Л.Филипенковым «зацепление Новикова хорошо для технически слаборазвитых, отсталых стран». По моему мнению, учитывая сложность и дороговизну изготовления, передачи Новикова могут оказаться не по карману и этим указанным странам.

И последнее. В бытность СССР, когда я жил в прекрасной и незабываемой стране, мне была предоставлена возможность не только блестяще окончить школу, вуз, аспирантуру (ИМАШ, г. Москва), успешно защитить кандидатскую и докторскую диссертации, но и пройти научную стажировку в Югославии, Польше и дважды в Германии. У немцев есть поговорка «wie du mir, so ich dir», что означает дословно «как ты меня, так и я тебя». По-русски это звучит так «как аукнется, так и откликнется». В связи с этим хочу сказать, что мой комментарий – это первый и последний *отклик* на громкое *ауканье* г-на В.Короткина.