

ОТ БЕЗДОКАЗАТЕЛЬНОСТИ — К УЛЬТИМАТУМУ И ШАНТАЖУ

**А.П. Попов, д.т.н., профессор, академик
Академии наук судостроения Украины,
зав. каф. механики и конструирования машин
Национального университета кораблестроения
имени адмирала Макарова,
г. Николаев**

Уважаемый к.т.н. А.С. Яковлев! С запозданием, но ознакомился с «потрясающим документом» в мой адрес, в котором Вы:

а) обвиняете меня в тяжких последствиях для промышленности ввиду ошибочности!!! моих формул;

б) выставляете ультимативные требования по поводу моего немедленного прибытия в Севастополь с целью проведения надо мной суда, не назвав при этом ни судей, ни присяжных, ни возможных адвокатов;

в) взяли на себя назойливо-омерзительную роль шантажиста, пытаюсь запугать меня тем, что если я не подчинюсь Вашим приказам, то Вы устроите обращения в различные организации в виде доносов на меня.

Прочитав это, я «очень сильно испугался». Еще бы: 58-я статья, враг народа и бессрочная ссылка в саратовские лагеря. Однако, вскоре «испуг» прошел, так как я понял, что сейчас не 1937, а 2008 год.

А теперь о сути ключевых моментов «творения» А.С. Яковлева.

1. Не проф. А.П. Попов, а сторонники зацепления Новикова, которые в течение 50-лет упиваются созданием указанного детища, нанесли огромный вред редукторостроению. Ортодоксы-новиковцы, не зная и не понимая истинных скрытых резервов эвольвентных зубчатых передач, используя все виды неправды, направили свои усилия на охаивание традиционных передач с эвольвентными зубьями.

Не хотелось бы повторяться, но все же приведу некоторые, ставшие уже «классикой», высказывания, которые являются основой научной, технической и идеологической сущности мышления новиковцев: «эвольвентные передачи имеют крупные и неустранимые недостатки, обусловленные невозможностью повышения их нагрузочной способности по контактными напряжениям»; «органические недостатки эвольвентных передач, заключающиеся в ограничении контактной выносливости зубьев» и т.д. и т.п. Более подробную информацию об этих и других вымыслах можно найти в [1, 2].

Указанные ярлыки, приклеенные новиковцами к эвольвентным зубчатым передачам, а также зеленый свет для передач Новикова во времена СССР нанесли большой вред традиционным зубчатым передачам. При этом финансирование исследований эвольвентных зубчатых передач осуществлялось по остаточному принципу, так как основная масса денег уходила на исследования передач Новикова. Однако теперь очевидно, что «корм не в коня» пошел. И это мнение всех тех, кто имеет непосредственное отношение к эвольвентным передачам.

Поэтому прежде чем валить с больной головы на здоровую, обвиняя проф. А.П. Попова во вредительстве, нанесенном им всему мировому

редукторостроению, прикиньте материальные издержки, которые поглотили передачи Новикова, за указанные 50 лет. И тогда вы поймете, что «визга много, а шерсти нет». Речь идет о свинье, которую стригут. Да, вы очень много кричали, рекламировали свои передачи, но так до сих пор ничего путного не получили и, уверяю вас, никогда не получите.

2. С 1881 г. по настоящее время, т.е. в течение 127 лет, при расчетах передач на контактную прочность используется многострадальная формула Герца, не взирая на начальный контакт зубьев (линия или точка). А ведь современные зубчатые передачи с различными формами зубьев нуждаются не только и даже не столько в формуле Герца, сколько в других формулах, например, применительно к пространственному точечному зацеплению.

И вот за эти 127 лет наконец-то нашелся человек, который взялся за решение очень сложной проблемы и разработал методологию теоретических исследований контактной прочности упруго сжатых полупространств с начальным линейным либо точечным контактом, ограниченных поверхностями. Впервые появилась возможность решения любой плоской или пространственной контактной задачи. В таких случаях необходимо поблагодарить указанного человека за его труд. Однако уважаемый к.т.н. А.С. Яковлев обвинил последнего во вредительстве, полагая, что указанное обвинение — это тоже благодарность.

3. Решение проф. А.П. Поповым контактной задачи применительно к пространственному точечному зацеплению зубьев позволило установить, что в эвольвентных передачах имеются существенные резервы повышения их нагрузочной способности по контактным напряжениям. Более того, показано, что эвольвентные передачи намного предпочтительнее передач Новикова.

Таким образом, полученные результаты исследований проф. А.П. Поповым начисто опровергают необоснованные и абсолютно ничем не подтвержденные доводы об исчерпании резервов эвольвентных зубчатых передач, и они ставят крест на передачах Новикова. Ортодоксы-новиковцы, не имеющие никакой возможности опровергнуть данные выводы и, кроме того, не ожидающие развития событий в ненужном для них направлении, использовали запрещенный прием: обвинили проф. А.П. Попова во вредительстве, предъявили ультиматум и пригрозили запустить в действие шантаж, если проф. А.П. Попов не покается. Но, как говорят в народе, «не на того напали».

4. А теперь о «тяжелых последствиях в промышленности», вызванных формулами проф. А.П. Попова, полученными применительно к пространственному точечному зацеплению зубьев. Речь идет о максимальных контактных напряжениях σ_{\max} , малой b_0 и большой b_k полуосях эллиптической площадки контакта, которые при $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и $E_1 = E_2 = E$ выглядят так [3]:

$$\sigma_{\max} = 0,33 \sqrt[3]{\frac{\alpha(\alpha + \nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}; \quad (1)$$

$$b_0 = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu) E}}; \quad (2)$$

$$b_k = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2 (\alpha + \nu) E}}, \quad (3)$$

где $\alpha = \sqrt{\rho_w / R}$ – коэффициент; ρ_w – приведенный радиус кривизны зубьев в полюсе зацепления; R – радиус кривизны образующих боковых поверхностей зубьев.

К.т.н. А.С. Яковлев в формулах (1)–(3) вместо σ_{\max} пишет σ_H , а вместо b_0 — параметр b_H . Кроме того, он приравнивает $b_k = a_H$. Таким образом, в формулах (1)–(3), полученных проф. А.П. Поповым, он выставляет индекс «H», где «H» – первая буква от имени *Hertz*, т.е. Герц.

Уважаемый обвинитель! Неприлично в формулах проф. А.П. Попова ставить индексы Герца «H», учитывая, что Герц к формулам (1)–(3) не имеет ни малейшего отношения.

Конечно, Вы этого не знали, как и не знаете элементарных основ контактной прочности.

5. Для проверки достоверности полученных формул эти формулы необходимо свести к частному случаю, если решения для частного случая существуют. Об этом знает не только начинающий специалист, но и студент вуза. В связи с этим Вам не мешало бы тоже знать. Тогда Вы вряд ли бы написали галиматью о «вреде», о «занижении» результатов σ_{\max} , полученных по формуле (1).

Оказывается такой частный случай исследован Герцем. Речь идет о контактной задаче применительно к двум упруго сжатым шарам разных размеров. По-видимому, не надо большого ума, чтобы сообразить, что в 2–х взаимно перпендикулярных плоскостях zOx и zOy , привязанных к упруго сжатым шарам, приведенные радиусы кривизны шаров равны друг другу.

В связи с этим, приняв $\rho_w = R = \rho$, получим коэффициент $\alpha = 1$, где ρ – приведенный радиус кривизны шаров в любой из 2–х указанных плоскостей.

При упругом сжатии 2–х шаров площадка контакта имеет форму круга с радиусом a . В соответствии со сказанным, приняв $b_0 = b_k = a$ при $\alpha = 1$, приведем уравнения (1)–(3) к виду:

$$\sigma_{\max} = 0,393 \sqrt[3]{\frac{E^2 F_n}{\rho^2}}; \quad (4)$$

$$a = b_0 = b_k = 1,102 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{E}}. \quad (5)$$

Полученные выражения (4)–(5) идентичны общеизвестным уравнениям Герца [4], за исключением коэффициента 0,393, входящего в формулу (4), который у Герца равен 0,388. Для подтверждения достоверности коэффициента 0,393 формулы (4) получим выражение σ_{\max} другим способом, исходя из общеизвестной зависимости

$$\sigma_{\max} = \frac{3F_n}{2\pi a^2},$$

которая после подстановки в неё вместо радиуса a правой части выражения (5) примет вид:

$$\sigma_{\max} = \sigma_H = 0,393 \sqrt[3]{\frac{E^2 F_n}{\rho^2}}. \quad (6)$$

В литературных источниках, в том числе и в [4], в формуле (6) фигурирует коэффициент 0,388, который по неизвестным причинам определен неверно. Следовательно, при расчетах на контактную прочность 2-х упруго сжатых шаров следует использовать формулу (4), которая идентична формуле Герца (6).

Если бы к.т.н. А.С. Яковлев умел анализировать очевидные вещи, то он без труда от ненавистных ему формул (1)–(3) перешел бы к формулам (4)–(6), полностью совпадающими с известными формулами Герца. В этом случае надобность в его голословных обвинительных заявлениях по поводу того, что напряжения σ_{\max} , определяемые по формуле проф. А.П. Попова, являются заниженными, отпала бы. Однако к.т.н. А.С. Яковлев не наделен даже элементарным аналитическим мышлением, в связи с чем, «черное» — для него «белое» и наоборот.

Свои заявления о заниженных значениях напряжений σ_{\max} , определяемых по формуле (1), А.С. Яковлев абсолютно ничем не подтвердил. Он не привел ни формул, исходя из которых сделал свои обвинительные выводы, ни тем более числовые данные и сравнительный анализ.

По-видимому, отвечать оппоненту, который действует по принципу «пойду туда — не знаю куда» и «сотворю то — не знаю что», нет смысла. Но есть читатели и им небезинтересно знать — откуда взялись столь примитивные выводы? Вот для них я и сделаю некоторые пояснения.

6. Задача о пространственном точечном зацеплении упруго сжатых тел решена Герцем [4], однако при этом зависимости σ_H , $b_H = b_0$, $a_H = b_k$, в отличие от аналогичных зависимостей σ_{\max} , b_0 и b_k проф. А.П. Попова, получены Герцем в незамкнутом виде. По этой причине герцевские напряжения σ_H можно определять только лишь исходя из формулы

$$\sigma_{\max} = \frac{3F_n}{2\pi b_H a_H}. \quad (7)$$

При использовании в качестве расчетной формулы (7) необходимо найти выражения малой b_H и большой a_H полуосей эллиптической площадки. Нахождение указанных полуосей b_H и a_H осуществляется графоаналитическим способом, при котором:

- а) вводятся в рассмотрение эллиптические интегралы;
- б) применяется метод последовательных приближений;
- в) используется линейное интегрирование для определения параметров θ , e , $\bar{\beta}$ и т.п.

При этом вспомогательный угол θ выражен сложной зависимостью [4]. Исходя из найденной величины угла θ по кривым определяются коэффициенты μ_1 и μ_2 , учитывающие кривизну тел в месте их взаимного касания; $e = \sqrt{1 - \bar{\beta}}$; $\bar{\beta} = \sqrt{C_{\alpha\beta}}$; $C_{\alpha\beta} = (K - F)/(F/\bar{\beta}^2 - K)$.

Здесь K и F — полные эллиптические интегралы некоего модуля $e = \sin \theta$. Проф. А.П. Поповым с учетом принятых обозначений приведена формула (7) в таком виде [2]

$$\sigma_H = \frac{3F_n}{2\pi \left(\sqrt[3]{\frac{6(1-v^2)(K-F)RF_n}{\pi E e^2}} \right)^2 \sqrt[3]{\frac{C_{\alpha\beta} F}{K(1+C_{\alpha\beta}) - F}}}. \quad (8)$$

А теперь, уважаемый А.С. Яковлев и вы, читатели, сравните выражение (8) с формулой (1) проф. А.П. Попова, и вы увидите, что комментарии излишни. Формула (1) лаконична, проста и понятна, в ней нет эмпирики. Формула же (8), начиненная эмпирическими коэффициентами, полученными с помощью метода последовательных приближений с учетом линейного интерполирования, громоздка, сложна и, как показано в расчетах зубчатой передачи [5, 6], дает результаты, несовместимые не только с практикой, но и со здравым смыслом.

Так, например, доц. В.И. Короткин, как и к.т.н. А.С. Яковлев, критикуя и громя формулы проф. А.П. Попова, выполнил расчет σ_H на основе получения параметров b_H и a_H по вышеизложенной методике [5]. Доц. В.И. Короткин, как и к.т.н. А.С. Яковлев, не имея представлений о контактной прочности упруго сжатых тел, получил $a_H = 30$ мм, а $b_H = 0,283$ мм для конкретной зубчатой передачи. В связи с этим максимальная контактная деформация в плоскости zOy оказалась равной $W_{\max} = a_H^2 / 2R = 30^2 / 2 \cdot 45000 = 0,01$ мм, т.е. 10 мкм. В другой взаимно перпендикулярной плоскости zOx величина $W_{\max} = b_H^2 / 2\rho_w = 0,283^2 / 2 \cdot 20 = 0,002$ мм, т.е. 2 мкм.

Общеизвестно, что величина максимальной контактной деформации в определенной точке взаимодействия упруго сжатых тел, независимо от количества проведенных через нее плоскостей, должна быть одной и той же. Однако у доц. В.И. Короткина между величинами W_{\max} наблюдается разница аж в $10/2 = 5$ раз.

Полагаю, что доц. В.И. Короткин просто не знал элементарной истины об указанном равенстве максимальных контактных деформаций, поэтому с лихостью, достойной уважения, продолжал громить, как и к.т.н. А.С. Яковлев, ни в чем неповинного проф. А.П. Попова. Более подробно указанные расчеты доц. В.И. Короткина изложены в [5].

Уважаемый к.т.н. А.С. Яковлев! Вы угрожаете мне тем, что если я не прибуду на ваш суд, на котором мне будет предъявлена очередная порция обвинений, содержащая перечень глупости и тупости, то Вы донесете на меня в Академию. Но ведь Академия, уверяю Вас, состоит не из Шариковых и Швондеров, а из высокопрофессиональных специалистов. Все члены Академии доктора наук, научные достижения которых известны за пределами ближнего зарубежья, что является основным условием для членства в ней.

7. А теперь о некоторых пояснениях по точечному контакту зубьев. Представление к.т.н. А.С. Яковлева о том, что начальный точечный контакт хуже линейного контакта зубьев является устаревшим. Вопрос заключается не только в точке, а в величинах радиусов в 2-х взаимно перпендикулярных плоскостях,

определяющих форму контактирующих тел, взаимосвязанных друг с другом коэффициентом $\alpha = \sqrt{\rho_w/R}$.

В связи с этим при точечном взаимодействии зубьев контактные напряжения могут быть больше, меньше или равны напряжениям при линейном контакте зубьев. Более подробно о влиянии начального точечного контакта на напряжения зубьев можно судить, исходя из таблицы.

Данные в таблице получены на основе зубчатой передачи, у которой $\rho_w = 20$ мм; $R = (45; 22,5; 15; 11,25; 9; 0,02) \cdot 10^3$ мм; $\Delta S = 0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05$ мм; $b_w = 60$ мм; $\nu = 0,3$; $F_n = 1,435 \cdot 10^4$ Н; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. Здесь $R = b_w^2/8\Delta S$; ΔS – параметр криволинейности образующих боковых поверхностей зубьев в торцевых сечениях. Под коэффициентом φ_H понимается отношение нагрузочной способности передачи с точечным контактом к нагрузочной способности передачи с линейным контактом зубьев.

Таблица

Точечный контакт						
Определяемые параметры	Параметр ΔS мм; $\rho_w = 20$ мм = const					
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	–
R мм	45000	22500	15000	11250	9000	20
α	0,02018	0,0298	0,0365	0,0422	0,04714	1,0
σ_{\max} , МПа	499	570	617	656	687	4579
b_0 , мм	0,538	0,598	0,636	0,664	0,686	1,222
b_k , мм	25,533	20,080	17,492	15,743	14,546	1,222
$A = \pi b_0 b_k$ мм ²	43,133	37,704	34,932	32,824	31,820	4,689
$\varphi_k = \sigma_H / \sigma_{\max}$	1,236	1,163	1,073	1,009	0,965	0,145
$\varphi_H = \varphi_k^3$	2,33	1,571	1,235	1,028	0,898	0,003
Линейный контакт						
$\sigma_H = 666$ МПа; $b_0 = 0,23$ мм; $A = 2b_0 b_w = 27,6$ мм ²						

Из таблицы очевидно, что по мере возрастания параметра ΔS коэффициент α также возрастает при уменьшении радиуса R . В связи с этим напряжения σ_{\max} увеличиваются, а нагрузочная способность передачи с точечной системой зацепления зубьев, выраженная коэффициентом φ_H , снижается по сравнению с таковой зубчатой передачи с линейным контактом зубьев.

При $\Delta S = 0,04...0,05$ мм нагрузочная способность передачи с точечной и линейной системами зацепления зубьев практически одинакова. При $\Delta S > 0,05$ мм нагрузочная способность при точечном контакте зубьев меньше нагрузочной способности при линейном контакте зубьев. В последнем вертикальном столбце таблицы даны напряжения $\sigma_{\max} = 4579$ МПа для 2-х упруго сжатых шаров, исходя из $\rho_w = R = \rho = 20$ мм.

8. Выдвигая нелепые утверждения по поводу занижения напряжений σ_{\max} , определяемых по формуле (1), уважаемый обвинитель даже не догадывается, что тем самым он ставит крест на передачах Новикова. Поясню сказанное.

В [7] по формуле (1), которая распространяется и на передачи Новикова, определены для передачи Новикова ОЛЗ–1,35–0,15 контактные напряжения $\sigma_{\max} = 684,4$ МПа. В традиционной эвольвентной зубчатой передаче при одинаковых размерах с передачей Новикова ОЛЗ–1,35–0,15 напряжения $\sigma_H = 781,2$ МПа, в связи с чем коэффициент $\varphi_H = \varphi_k^3 = (781,2/684,4)^3 = 1,141^3 = 1,487$.

Предположим, что напряжения $\sigma_{\max} = 684,4$ МПа в передаче Новикова ОЛЗ–1,35–0,15 занижены в силу «неправильности» формулы (1), исходя из голословных заявлений А.С. Яковлева, например, в 1,141 раза. Но при этом коэффициент $\varphi_H = (781,2/684,4 \cdot 1,141)^3 = 1$. Следовательно, нагрузочная способность сравниваемых зубчатых передач будет одинаковой. Спрашивается, для чего тогда нужно «гордить огород», создавая передачи Новикова?

А если коэффициент занижения σ_{\max} будет больше 1,141 раза, то тогда нагрузочная способность передачи Новикова ОЛЗ–1,35–0,15 будет вообще ниже нагрузочной способности сравниваемой эвольвентной передачи. Запустив в ход обвинения, А.С. Яковлев даже не удосужился дать информацию о степени занижения напряжений σ_{\max} , определяемых по формуле (1). Почему? Да потому, что А.С. Яковлев не знает — есть или нет указанное занижение.

Поэтому прежде чем пускать в ход ультиматумы, угрозы в виде шантажа, предполагаемых доносов и прочую казуистику, которые не свойственны приличному человеку, Вам бы, А.С. Яковлев, все-таки нужно было разобраться в элементарных вещах, которые более чем очевидны всякому здравомыслящему человеку.

Уважаемый к.т.н. А.С. Яковлев! Вы пишете, «остальные обозначения из Ваших публикаций (публикаций проф. А.П. Попова) глубокоошибочны и их использование в промышленности может привести к тяжелым последствиям». Обозначения — это право автора и они, естественно, не могут привести к тому, о чем Вы толкуете. Если бы Вы играли в КВН, то я бы мог понять Вашу фразу. Но так как Вы на полном «серьёзе» выступаете в роли обвинителя, то хоть следите за выражением своих мыслей и оборотами сравнений, используемых в тексте.

9. Разоблачая проф. А.П. Попова (так ему и надо), Вы весь свой пыл направили на измышления, которые, как я уже показал, не имеют ни малейшего отношения к формулам (1)–(3), но в то же время ни словом не обмолвились о допускаемых величинах напряжений $[\sigma_{\max}]$ для пространственного точечного зацепления зубьев, которые, кстати, присущи и передачам Новикова.

А ведь вопрос о выборе $[\sigma_{\max}]$ пока остается открытым. Л.Д. Часовников в прошлом веке писал «контакт круговых зубьев при теоретическом касании в точке больше приближается к объемному напряженному состоянию, что открывает возможности для увеличения допускаемых контактных напряжений» [8].

Более того, во фрикционных передачах с высокой твердостью и хорошими условиями смазки конкретно предлагается исходить из увеличения $[\sigma_{\max}]$

в 1,5...2 раза. Поэтому, если исходить из одинаковой аналогии эксплуатации и других факторов, присущих фрикционным и зубчатым передачам с начальным точечным контактом, то в первом приближении уже можно делать выводы о выборе $[\sigma_{\max}]$ для рассматриваемых зубчатых передач. Вот об этом следует говорить, а не изобретать ярлыки с целью их навешивания на своих оппонентов.

Выводы

1. Впервые выполненные решения и полученные формулы для определения напряжений σ_{\max} , малой b_0 и большой b_k полуосей эллиптической площадки контакта при начальном точечном взаимодействии упруго сжатых тел имеют замкнутый вид, в отличие от известного решения Герца указанной задачи, которое имеет незамкнутый вид. При использовании решений Герца в рассмотрение вводятся эллиптические интегралы, применяется метод последовательных приближений, используется линейное интерполирование для определения целого ряда дополнительных параметров, что приводит к очень сложным операциям и неточным результатам

2. Для подтверждения достоверности решений проф. А.П. Попова формулы σ_{\max} , b_0 и b_k были сведены к частному решению для двух упруго сжатых шаров разных размеров. Найденные при этом выражения σ_{\max} и радиуса a круговой площадки контакта абсолютно совпали с известными решениями Герца, выполненными им применительно к модели контакта упруго сжатых шаров. В то же время перейти от незамкнутых решений Герца, полученных им применительно к точечному контакту двух упруго сжатых тел, к замкнутым решениям не представляется возможным. В связи с этим судить о достоверности решений Герца приходится на основе непререкаемого авторитета самого Герца.

3. В полученных решениях проф. А.П. Попова впервые дано определение коэффициента $m = 0,33 \sqrt[3]{\alpha(\alpha + \nu)^2}$, который характеризует форму контактирующих тел. Если исходить из вышеназванных решений Герца, то в них отсутствует зависимость для нахождения коэффициента m , в связи с чем его нахождение в каждом конкретном случае сопряжено с трудными, длительными поисками и расчетами. Зная выражение коэффициента m формулу (1) можно представить в более упрощенном виде $\sigma_{\max} = m \sqrt[3]{(E/\rho_w)^2 F_n}$.

4. Выполненные решения проф. А.П. Поповым относятся не только к случаю линейной зависимости между упругими перемещениями тел и возникающими в них напряжениями, но и к случаю нелинейной зависимости. С учетом нелинейности увеличивается размер эллиптической площадки контакта, в связи с чем напряжения существенно снижаются, а нагрузочная способность возрастает. Указанные решения впервые выполнены проф. А.П. Поповым, однако оппонирующая сторона об этом молчит.

5. Проф. А.П. Поповым доказано и показано, что нагрузочная способность эвольвентных зубчатых передач с точечной системой зацепления зубьев превосходит по всем статьям таковую, характерную для передач Новикова. В связи с этим назрела необходимость снять с повестки дня вопрос об исчерпании резервов

эвольвентных зубчатых передач, который в течение 50–ти лет является, как кажется новиковцам, надежной крышей для них. Именно эвольвентные зубчатые передачи с пространственной точечной системой зацепления зубьев сыграют роль могильщика для передач Новикова, но не наоборот. Вот почему А.С. Яковлеву, В.И. Короткину, незатейливому Б.П. Кузовкову и многим другим сторонникам Новикова, но не всем, разработки проф. А.П. Попова — кость в горле.

6. Критика формул проф. А.П. Попова — это всего лишь повод перейти в наступление и спасти хоть на какое-то время то, что ортодоксам-новиковцам так дорого. Но спасти-то уже нечего, да и некому. Изливаемые указанными ортодоксами в прессе потоки вранья, неправдоподобных измышлений и опровержений всех и вся являются не только прикрытием их неумения вести дискуссию, но и прикрытием отсутствия элементарных знаний, в частности, в области контактной прочности зубчатых передач.

Список использованные источники

1. Попов А.П. Мой комментарий – это первый и последний отклик на громкие заявления В.И. Короткина. – Сайт www.reductor-news.ru журнала «Редукторы и приводы».

2. Попов А.П. О бездоказательности «доказательств» применительно к контактной прочности зубчатых передач. – Сайт www.reductor-news.ru журнала «Редукторы и приводы».

3. Попов А.П. Сначала Новиков, затем Герц – кто следующий? – Сайт www.reductor-news.ru журнала «Редукторы и приводы».

4. Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении. – М.: Гос. изд-во машиностр. лит-ры, 1948. – 891 с.

5. Короткин В.И. О реальных передачах Новикова, эвольвентных передачах с точечным контактом и новом «классическом решении» контактных задач. – Сайт www.reduktor-news.ru журнала «Редукторы и приводы».

6. Короткин В.И. Что же все-таки это такое — задача Герца? – Сайт www.reduktor-news.ru журнала «Редукторы и приводы».

7. Попов А.П. Передачи с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев. – Сайт www.reductor-news.ru журнала «Редукторы и приводы».

8. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением. Зубчатые и червячные. – М.: Изд-во «Машиностроение», 1969. – 487 с.