

УДК 621.833
П 58

ТЕОРИЯ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ЗУБЧАТЫМ ПЕРЕДАЧАМ

А. П. Попов, д-р техн. наук, проф.

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Впервые на основе разработанной проф. А. П. Поповым новой теории контактной прочности и выполненных экспериментальных исследований в статических условиях и на опытном редукторе доказана и показана уникальность точечного зацепления зубьев, характеризующегося высокой нагрузочной способностью по контактному и изгибным напряжениям и существенным снижением уровня вибрации и шума.

Ключевые слова: теория, контакт, точка, линия, редуктор, зубья, прочность, эксперимент.

Анотація. Уперше на основі розробленої проф. О.П. Поповим нової теорії контактної міцності і виконаних експериментальних досліджень у статичних умовах та на дослідному редукторі доведено і показано унікальність точкового зачеплення зубів, що характеризується високою навантажувальною здатністю по контактних і згинних напруженнях, а також суттєвим зниженням рівня вібрації та шуму.

Ключові слова: теорія, контакт, точка, лінія, редуктор, зуби, міцність, експеримент.

Abstract. For the first time on the basis of the new contact strength theory developed professor A.P. Popov and experimental researches carried out in static conditions and on the test reduction gear the uniqueness has been proved and shown of point tooth action characterized by high load capacity on the contact and bending stresses and considerable lowering of vibration and noise levels.

Keywords: theory, contact, point, line, reduction gear, teeth, strength, experiment.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Разработка и создание зубчатых передач нового поколения с пространственной точечной системой зацепления зубьев, отличающихся высокой нагрузочной способностью по контактному и изгибным напряжениям, улучшенными весогабаритными показателями и виброакустическими характеристиками, является *актуальной* проблемой, успешное решение которой предопределяет развитие современного редукторостроения. Рассмотрение данной проблемы является составной ча-

стью существующих научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые передачи общего и специального назначения.

Основой для успешного решения этой проблемы являются новые технические решения и методы расчета [5–7], которые базируются на теории контактной прочности упруго сжатых тел, впервые разработанной проф. А. П. Поповым.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — доказательство достоверности новой теории контактной прочности применительно к точеч-

ному взаимодействию упруго сжатых тел на основе теоретических и экспериментальных исследований и невозможности использования классической теории контактной прочности в зубчатых передачах с пространственной точечной системой зацепления зубьев.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Классическая теория контактной прочности упруго сжатых тел с начальным линейным либо точечным касанием разработана Герцем в конце XIX века. В настоящее время наибольшее распространение нашла формула Герца применительно к упруго сжатым телам с начальным линейным контактом (роликоподшипники, зубчатые передачи и т. п.). В случае упругого взаимодействия тел с точечным контактом теория Герца используется при расчетах элементов конструкций с малыми радиусами кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (шарикоподшипники, фрикционные вариаторы, крановые ходовые колеса и т. д.). Позже появились гиперболоидные зубчатые передачи, конические передачи со спиральными зубьями и передачи Новикова, характеризующиеся точечным зацеплением зубьев и более высокими значениями приведенных радиусов кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях $z0x$ и $z0y$. Так, например, в передачах Новикова приведенный радиус кривизны зубьев в плоскости $z0y$ колеблется в пределах $R_w = 1200...2500$ мм. Однако, несмотря на точечный контакт, расчет указанных передач осуществляется по формуле Герца для случая линейного взаимодействия тел, которая не соответствует истине.

Возникает вопрос: почему при наличии известных решений для случая точечного взаимодействия тел указанные передачи считаются по известной

формуле Герца для линейного контакта тел, которая не отражает сущности напряженно-деформативного состояния зубьев? Ответ очевиден: величины максимальных контактных напряжений, получаемые при точечном взаимодействии зубьев, настолько велики, что они зашкаливают за пределы здравого смысла.

Для подтверждения сказанного выполним расчет передачи Новикова ОЛЗ–1,35–0,15, у которой $z_1 = 34$; $z_2 = 70$; $m_n = 5$ мм; $\alpha_k = 27^\circ$; $\beta = 15^\circ$; $b_w = 60$ мм; $F_n = 2,1 \cdot 10^4$ Н; $\nu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\rho_w = 67,5$ мм и $R_w = 1830$ мм — приведенные радиусы кривизны выпукловогнутых зубьев в двух взаимно перпендикулярных плоскостях $z0x$ и $z0y$. Данные расчетов передачи Новикова ОЛЗ–1,35–0,15 по методикам различных авторов и организаций:

Источник информации	[1]	[2]	[3]	[4]	[9]
σ_{max} , МПа	3206	3843	9818	4473	9771

Очевидно, что напряжения σ_{max} отличаются друг от друга в $9818/3206 = 3,062$ раза, что соответствует изменению нагрузочной способности зацепления по контактным напряжениям в $3,062^3 = 28,72$ раза. Кроме того, напряжения σ_{max} велики по сравнению с напряжениями, имеющими место в передачах Новикова. При величинах $\sigma_{max} = 3206...9818$ МПа нагрузочная способность передачи Новикова будет во много раз ниже нагрузочной способности традиционных эвольвентных передач с линейным контактом зубьев, хотя в действительности нагрузочная способность передач Новикова ОЛЗ по контактным напряжениям в 1,4 раза, а передач Новикова ДЛЗ — в 1,7 раза должна быть выше таковой указанных эвольвентных передач [8].

В соответствии со сказанным определим величину максимальных напряжений $\sigma_H = 783$ МПа в косозубой эвольвентной

передаче, параметры которой целиком и полностью совпадают с параметрами передачи Новикова ОЛЗ–1,35–0,15. Исходя из $\sigma_H = 783$ МПа, определим напряжения $\sigma_{\max} = \sigma_H / \sqrt[3]{1,4} = 700$ МПа. В результате сравнения напряжений σ_{\max} (с. 3) с напряжениями $\sigma_{\max} = 700$ МПа заключаем, что данные напряжения превышают реальную величину напряжений в $(3206...9818)/700 = 4,581...14,026$ раза, что эквивалентно снижению нагрузочной способности передачи Новикова ОЛЗ–1,35–0,15 в $4,581^3...14,026^3 = 96...2752$ раза, а этого, как известно, быть не может.

Таким образом, выполненный анализ расчетных данных показал, что теория контактной прочности точечного касания тел не может быть использована при расчетах передач Новикова и тем более гиперболоидных и конических зубчатых передач со спиральными зубьями, у которых приведенные радиусы кривизны ниже по сравнению с передачами Новикова.

А теперь кратко проанализируем теорию Герца для точечного контакта тел. Первое — решения Герца получены в явном виде лишь для случая точечного взаимодействия сферических тел (контакт шаров либо контакт шара с плоскостью). Во всех остальных случаях при точечном контакте тел решения имеют незамкнутый вид и характеризуются определенной сложностью их использования, которая заключается в том, что в эти решения под знак радикала входит сумма главных кривизн $(A + B)$, а табулированные числовые коэффициенты зависят от отношения этих кривизн в неявном виде.

Второе — в классической теории, в отличие от новой теории контактной прочности, отсутствует причинно-следственная связь между функциями контактных деформаций и контактных напряжений. Речь идет о том, что функ-

ция контактных деформаций (причина) отображает функцию контактных напряжений (следствие).

Третье — в новой теории контактной прочности установлена четкая взаимосвязь между полуосями эллиптической площадки контакта и приведенными радиусами кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, в то время как в классической теории эта взаимосвязь отсутствует, что приводит в конечном итоге к большим величинам напряжений, которые не стыкуются с реальными величинами.

Кроме того, необходимо отметить, что решения классической теории контактной прочности не подтверждены опытной проверкой, за исключением частного случая осесимметричного сжатия тел, когда площадка контакта представляет собой круг (контакт сферических тел). Опытная проверка указанного случая выполнена самим Г. Герцем, а также А.Н. Динником, Г. Оппелем, И. Лефлером, М.М. Савериным, С.В. Пинегиним, Р. Штрибеком, С. Вейем и другими зарубежными и отечественными исследователями. При этом в качестве объекта исследования использовались стеклянные сферы и кварцевые линзы, а также стальные шары. Во всех указанных случаях, характеризующих осесимметричный контакт, получено достаточно удовлетворительное совпадение расчетных и опытных данных.

Новая теория основана на получении двух равнозначных функций контактных деформаций. Первая функция определяется с учетом принятых форм тел до нагружения и после нагружения. Для нахождения второй функции используется гипотеза Винклера.

Необходимо также отметить, что решения контактных задач в новой теории прочности выполнены в линейной постановке и впервые осуществлены

с учетом нелинейности между упругими деформациями тел и возникающими в них напряжениями при показателе степени нелинейности $n = 0,7$.

А теперь рассмотрим некоторые из решений новой теории контактной прочности применительно к зубчатым

передачам с пространственной точечной системой зацепления зубьев. В связи со сказанным запишем уравнения малой a , большой b полуосей эллиптической площадки деформаций и максимальных напряжений σ_{\max} в виде уравнений [6, 7]:

$$a = 0,9853 \sqrt{\alpha \rho_w \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right] F_n}; \quad (1)$$

$$b = 0,9853 \sqrt{\frac{\rho_w}{\alpha^2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right] F_n}; \quad (2)$$

$$\sigma_{\max} = 0,493 \sqrt[3]{\frac{\alpha F_n}{\rho_w^2 \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right]^2}}, \quad (3)$$

где $\alpha = a/b = \sqrt{\rho_w/R}$ — коэффициент; ρ_w — приведенный радиус кривизны зубьев в плоскости zOx (в полюсе зацепления); $R = b_w^2/8\Delta S$ — радиус кривизны образующих боковых поверхностей зубьев шестерни; b_w — длина зубьев (ширина венца); ΔS — параметр криволинейности зубьев шестерни в торцевых сечениях; ν_1, ν_2 — коэффициенты Пуассона; E_1, E_2 — модули упругости материалов зубчатых колес; F_n — нормальная сила, действующая на сопряженную пару зубьев.

Уравнения (1)–(3) получены исходя из расчетной модели контакта, которая в плоскости zOx (рис. 1, *a*) характеризуется внешним или внутренним касанием круговых цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 , а во взаимно перпендикулярной плоскости zOy (рис. 1, *б*) — взаимодействием цилиндра радиусом R с плоскостью.

Приняв $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$ в уравнениях (1)–(3), что характерно для стальных зубчатых колес, запишем:

$$a = 1,2023 \sqrt{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu) E}}; \quad (4)$$

$$b = 1,2023 \sqrt{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2 (\alpha + \nu) E}}; \quad (5)$$

$$\sigma_{\max} = 0,333 \sqrt[3]{\frac{\alpha (\alpha + \nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w}}. \quad (6)$$

Если в уравнениях (4), (5) принять $a = b$, что характерно для модели контакта сферических тел, например шаров или шара с плоскостью, то в этом случае коэффициент $\alpha = 1$, а указанные уравнения (4)–(6) примут вид:

$$a = 1,13 \sqrt{\frac{\rho_w F_n}{E}}; \quad (7)$$

$$\sigma_{\max} = 0,393 \sqrt[3]{\frac{E^2 F_n}{\rho_w}}. \quad (8)$$

Выражения (7) и (8) полностью совпадают с таковыми, полученными Герцем для сферических тел, что является первым доказательством достоверности новой теории контактной прочности упруго сжатых тел.

Выражения (1)–(8) определены с учетом линейной взаимосвязи между упругими перемещениями тел и возник-

каючими при этом в телах напряжениями. С учетом нелинейной зависимости между упругими перемещениями тел

и напряжениями при показателе степени нелинейности $n = 0,7$ выражения (1)–(3) примут следующий вид:

$$a = 0,946 \sqrt[3]{\left[\frac{(1 - \nu_1^2) \alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu_1) E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right]^{0,7}}^{10/7}; \quad (9)$$

$$b = \frac{0,946}{\alpha} \sqrt[3]{\left[\frac{(1 - \nu_1^2) \alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu_1) E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right]^{0,7}}^{10/7}; \quad (10)$$

$$\sigma_{\max} = 0,534 \frac{\alpha F_n}{\sqrt[3]{\left[\frac{(1 - \nu_1^2) \alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu_1) E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \alpha \rho_w F_n}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right]^{0,7}}^{60/21}}. \quad (11)$$

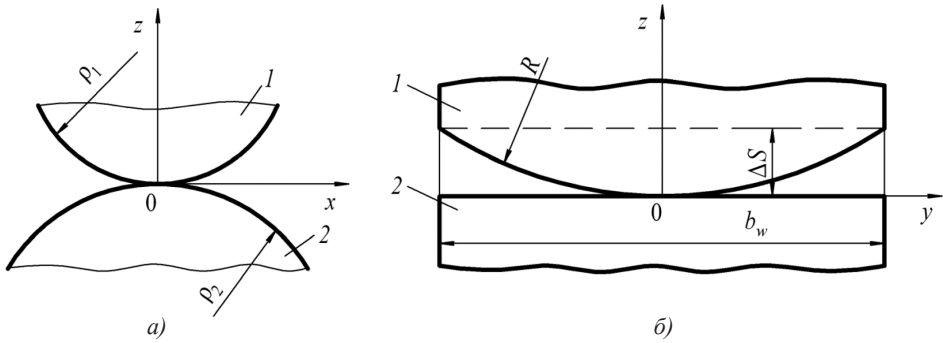


Рис. 1. Расчетные модели контакта цилиндров 1 и 2 в плоскости $x0z$ (а) и цилиндра 1 с плоскостью 2 в плоскости $z0y$ (б)

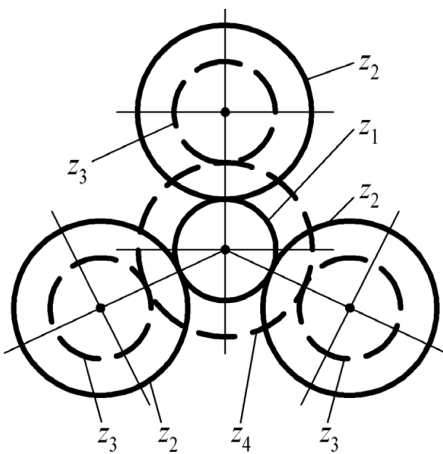


Рис. 2. Расположение зубчатых колес опытного редуктора

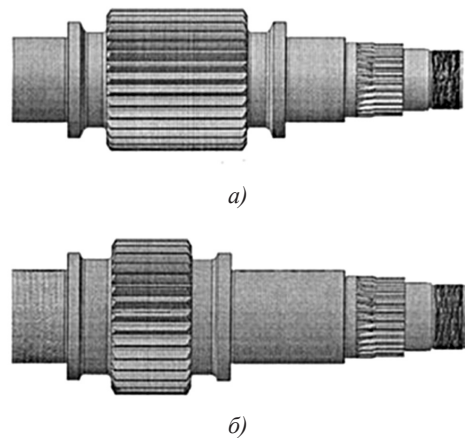


Рис. 3. Штатная (а) и опытная (б) шестерни

При $v_1 = v_2 = v = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$ уравнения (9)–(11) представим следующим образом:

$$a = 1,275 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + v) E}}; \quad (12)$$

$$b = 1,275 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2 (\alpha + v) E}}; \quad (13)$$

$$\sigma_{\max} = 0,294 \sqrt[3]{\frac{\alpha (\alpha + v)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}. \quad (14)$$

При $a = b$ имеем $\rho_w = R$ и $\alpha = 1$, в связи с чем зависимости (12)–(14) преобразуются в уравнения, характеризующие упругое сжатие сферических тел:

$$a = 1,17 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{E}}; \quad (15)$$

$$\sigma_{\max} = 0,35 \sqrt[3]{\frac{E^2 F_n}{\rho_w^2}}. \quad (16)$$

Из сравнения числовых коэффициентов 0,33 и 0,294, присутствующих в формулах (6) и (14), очевидно, что с учетом нелинейной взаимосвязи между упругими перемещениями зубьев и напряжениями последние снижаются в $0,33/0,294 = 1,12245$ раза, что эквивалентно повышению нагрузочной способности зацепления по этим напряжениям в $1,12245^3 = 1,414$ раза. Применительно к линейному контакту зубьев указанная нелинейность приводит к снижению напряжений в $0,418/0,396 = 1,055$ раза, что равносильно повышению нагрузочной способности по ука-

занным напряжениям в $1,055^2 = 1,113$ раза [5]. Таким образом, впервые показано, что точечный контакт зубьев только за счет нелинейности дает повышение нагрузочной способности по контактным напряжениям по сравнению с линейным контактом в $1,414/1,113 = 1,27$ раза, т. е. примерно на 27%.

А теперь перейдем ко второму доказательству достоверности рассматриваемой теории. Из решений задачи, впервые приведенной в [7], следует, что по мере увеличения радиуса $R = b_w^2/8\Delta S$ за счет уменьшения параметра ΔS максимальные напряжения $\sigma_{\max} = \sigma_{1\max} + \sigma_{1H}$ будут возрастать, приближаясь к напряжениям σ_H , определяемым по формуле Герца для линейного контакта тел. При этом напряжения $\sigma_{1\max}$ соответствуют силе F_{n1} и точечному контакту зубьев, а напряжения σ_{1H} — силе $F_{n2} = F_n - F_{n1}$ и контакту зубьев по площадке.

Таким образом, речь идет о том, что при очень больших радиусах R величины напряжений $\sigma_{1\max}$, определяемые для точечного контакта тел, будут уменьшаться, приближаясь к нулевому значению, а напряжения σ_{1H} , наоборот, возрастать, приближаясь к напряжениям σ_H , в соответствии с формулой Герца для линейного контакта тел.

Для подтверждения сказанного обратимся к табл. 1, расчетные данные которой соответствуют зубчатой передаче, характеризующейся $\rho_w = 27,828$ мм; $b_w = 215$ мм; $F_n = F_{n1} + F_{n2} = 3,93 \cdot 10^4$ Н и $\sigma_H = 491$ МПа.

Таблица 1

Заданные и определяемые параметры	Значения при $\Delta S \cdot 10^3$, мм				
	1,000	0,500	0,100	0,010	0,001
$R \cdot 10^{-6}$, мм	5,778	11,556	57,780	557,800	5778,00
$\alpha \cdot 10^3$	2,1940	1,5500	0,6940	0,2194	0,0706
F_{n1} , Н	7860,0	3920,0	792,0	78,0	7,8
$\sigma_{1\max}$, МПа	148,0	104,3	47,2	14,7	4,6
σ_{1H} , МПа	310,511	356,618	416,530	474,652	487,368
$\sigma_{\max} = \sigma_{1\max} + \sigma_{1H}$, МПа	458,511	460,918	463,730	489,352	491,968

Из табл. 1 следует, что при радиусе $R = 5,778 \cdot 10^6$ мм напряжения $\sigma_{\max} = 491,968$ МПа практически совпадают с напряжениями $\sigma_H = 491$ МПа. Если в данном случае воспользоваться решением Герца для точечного контакта тел, то, например, при $R = 5,778 \cdot 10^6$ мм и $\Delta S = 0,001$ мм сила $F_{n1} = 2,95 \cdot 10^4$ Н, а напряжения $\sigma_{1\max} = 533$ МПа, $\sigma_{1H} = 204$ МПа и $\sigma_{\max} = 737$ МПа, которые превышают $\sigma_H = 491$ МПа в $737/491 = 1,5$ раза. Следовательно, в теории Герца, в отличие от новой теории, при $R \rightarrow \infty$ невозможен переход от точечного контакта к линейному контакту тел, хотя с физической точки зрения указанный переход очевиден.

На основании изложенного можно однозначно утверждать, что переход от точечного к линейному контакту тел при $R \rightarrow \infty$ указывает еще на одно доказательство достоверности найденных решений новой теории контактной прочности.

Для подтверждения опытным путем достоверности полученных уравнений (12)–(16) с учетом нелинейности при $n = 0,7$ были проведены экспериментальные исследования на специально спроектированном устройстве при взаимодействии бомбинированного ролика с радиусом в средней части $r = 40$ мм и радиусом бомбины $R = b_w^2/8\Delta S = 100^2/(8 \cdot 0,03) = 41667$ мм с цилиндрическим роликом радиусом $r_2 = 60$ мм [5]. Указанная модель контакта имитировала условия точечного зацепления зубьев при силе $F_n = (0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0) \cdot 10^4$ Н.

Результаты расчетов по формулам (12)–(14) и опытных величин малой $2a$ и большой $2b$ осей эллиптических площадок деформации приведены в табл. 2, из которой очевидно практическое совпадение определяемых величин.

Проведение экспериментов на опытных моделях – это первый шаг по установлению достоверности основ новой теории контактной прочности, в частности формул (12)–(16), вытекающих из этой теории. Однако определяющим фактором проверки указанной достоверности послужила проверка точечного зацепления на двухступенчатом прямозубом редукторе с зубьями внешнего зацепления (рис. 2), характеризуемого следующими данными: $N = 5250$ кВт; $n = 12840$ об/мин; $c = 3$ — число потоков мощности; $z_1 = 33$; $z_2 = 127$; $m = 4$ мм; $b_w = 135$ мм и $z_3 = 41$; $z_4 = 76$; $m = 5,5$ мм; $b_w = 220$ мм; $F_{n1} = F_{n2} = 2,1 \cdot 10^4$ Н; $F_{n3} = F_{n4} = 4,73 \cdot 10^4$ Н. Зубья колес редуктора выполнены с «глубоким» профилем, в связи с чем $h_a = 1,25m$; $c = 0,4m$ — радиальный зазор и $\alpha_w = 20^\circ$.

В опытном редукторе, в отличие от штатного редуктора, длина зубьев шестерни z_1 уменьшена со 135 (рис. 3, а) до 77 мм (рис. 3, б), т. е. в 1,75 раза. Для обеспечения точечного контакта зубьев колес первой ступени опытного редуктора прямолинейные образующие боковых поверхностей зубьев шестерни были заменены криволинейными образующими с радиусом кривизны $R = b_w^2/8\Delta S = 77^2/(8 \cdot 0,012) = 61740$ мм.

Для улучшения взаимодействия зубьев на входе и выходе из зацепления

Таблица 2

Определяемые величины, мм		Значения при силе $F_n \cdot 10^{-4}$, Н					
		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Расчет	2a	0,889	1,121	1,282	1,411	1,520	1,615
Опыт		0,900	1,150	1,270	1,450	1,520	1,630
Расчет	2b	37,50	46,67	53,41	58,78	63,32	67,29
Опыт		38,00	47,00	52,50	58,00	64,00	68,50

выполнена профильная модификация зубьев шестерни z_1 на ножках и головках на расстоянии от основной окружности и от окружности вершин зубьев $h_m = 0,5_m = 2$ мм с величиной заглибления зубьев в головки и ножки, равной 0,019 мм.

Шестерня z_1 , как и зубчатый редуктор, были изготовлены на ГП НПКГ «Заря»–«Машпроект», а модификация зубьев шестерни выполнена ЗАО «Мотор-Сич» (г. Запорожье) на высокоточном зубошлифовальном станке «Пфаутер-600». Испытания опытного редуктора прошли в марте 2010 г. на ГП НПКГ «Заря»–«Машпроект» на различных режимах нагружения от 0,4N до 1,2N.

Контактные напряжения в зацеплении z_1 – z_2 редуктора при линейном взаимодействии зубьев и $b_w = 77$ мм составили $\sigma_H = 746,8$ МПа, а при $b_w = 77$ мм и точечном контакте зубьев они равны $\sigma_{max} = 561$ МПа. При этом коэффициент уменьшения контактных напряжений при точечном зацеплении $\varphi_k = \sigma_H / \sigma_{max} = (746,8 / 561) = 1,331$ по сравнению с линейным зацеплением, что эквивалентно повышению нагрузочной способности точечного зацепления в $\varphi_H = \varphi_k^3 = 1,331^3 = 2,36$ раза. Если воспользоваться нелинейностью между упругими перемещениями и напряжениями, то в этом случае коэффициент φ_H возрастет до величины $2,36 \cdot 1,27 = 3$.

Указанные напряжения по формуле Герца [9] для точечного контакта зубьев $\sigma_{max} = 3006$ МПа, в связи с чем контактные напряжения по Герцу возросли в $3006 / 561 = 5,36$ раза, а нагрузочная способность по этим напряжениям опытного редуктора уменьшилась

в $5,36^3 = 154$ раза по сравнению с расчетными реальными данными по формулам А. П. Попова, что еще раз подтверждает невозможность использования при расчетах σ_{max} классической теории Герца.

В табл. 3 приведены данные испытаний опытного редуктора с учетом числа циклов и режимов нагружения.

Из табл. 3 очевидно, что суммарное число циклов нагружения составило $128,5 \cdot 10^6$, из которых 90% циклов нагружения приходится на номинальный режим нагружения и около 3,6% циклов нагружения — на остальные режимы. При этом опытный редуктор кроме высокой нагрузочной способности по контактным напряжениям показал повышенную нагрузочную способность по напряжениям изгиба.

При уменьшении длины зубьев шестерни z_1 в 1,75 раза и при увеличении нагрузки в 1,2 раза, которой соответствуют $4,62 \cdot 10^6$ циклов нагружения (см. табл. 3), коэффициент безопасности при расчете зубьев на выносливость при изгибе S_F уменьшился с 2,2 примерно до $2,2 / (1,75 \cdot 1,2) = 1,05$. При таком запасе прочности, т. е. при $S_F = 1,05$, зубья неминуемо должны были сломаться, но они после осмотра (по окончании экспериментальных исследований) выглядели более чем убедительно.

И, наконец, при проведении испытаний установлено, что опытный редуктор имел примерно на 12 дБ меньшие уровни вибрации и шума по сравнению со штатным редуктором вследствие увеличения контактных и изгибных деформаций, а также деформаций осадки оснований зубьев шестерни.

Таблица 3

Параметры	Обозначение	Значения для режимов нагружения				
		0,4N	0,6N	0,8N	N	1,2N
Передаваемая мощность	N, кВт	2100	3150	4200	5250	6300
Частота вращения	n, об/мин	5136	7704	10272	12840	12840
Число циклов нагружения	$N_{HE} \cdot 10^{-6}$	1,85	2,77	3,70	115,56	4,62

В заключение приведем результаты расчета напряжений σ_{\max} первой ступени опытного редуктора исходя из величин $R = 61730; 14816; 7408$ и 3704 мм, которым соответствуют значения параметра $\Delta S = 0,012; 0,050; 0,100$ и $0,200$ мм и коэффициента $\alpha = \sqrt{\rho_w / R} = 0,017; 0,0348; 0,0492$ и $0,0695$. Указанным величинам α и R соответствуют напряжения $\sigma_{\max} = 561; 740; 1453$ и 2201 МПа.

Таким образом, при точечном контакте зубьев сказанное в равной степени относится и к другим упруго сжатым телам; напряжения σ_{\max} могут быть больше, равны либо меньше напряжений σ_H , характерных для линейного контакта зубьев. В связи с этим нелепые утверждения, что напряжения σ_{\max} якобы всегда превышают напряжения σ_H , являются не только неверными, но и в корне вред-

ными, а это в конечном итоге негативно отражается на развитии современного редукторостроения.

ВЫВОДЫ

1. На основе выполненных теоретических и экспериментальных исследований впервые доказана уникальность точечного зацепления зубьев. При этом теоретические исследования базируются на новой теории контактной прочности упруго сжатых тел, разработанной проф. А.П. Поповым. 2. Классическая теория контактной прочности не может быть использована при расчетах, например, вышеназванных зубчатых передач, так как получаемые при этом значения напряжений σ_{\max} не имеют ничего общего с реальными величинами напряжений, характерными для зубчатых передач.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Влияние перекося на распределение нагрузки в зубчатом зацеплении и между сателлитами в планетарной зубчатой передаче [Текст]. — М. : ИМАШ РАН, 2009. — 30 с.
- [2] **Ковалев, М. П.** Расчет высокоточных шарикоподшипников [Текст] / М. П. Ковалев, М. З. Народецкий. — М. : Машиностроение, 1980. — 375 с.
- [3] **Макушин, М. И.** Напряженное состояние и прочность в местах контакта [Текст] / М. И. Макушин // Труды кафедры сопромата МВТУ. — М. : МВТУ, 1947. — С. 79–145.
- [4] Передачи зубчатые Новикова с твердостью поверхностей зубьев $HB \geq 350$. Расчет на прочность. Методические рекомендации [Текст]. — М. : ВНИИНМАШ, 1987. — 86 с.
- [5] **Попов, А. П.** Передачи редукторов с пространственной точечной системой зацепления зубьев [Текст] / А. П. Попов, Ю. Н. Кипреев // Прогресивні технології і системи машинобудування : міжнар. збірник наук. праць. — Донецьк, 2009. — Вип. 38. — С. 189–196.
- [6] **Попов, А. П.** Контактная прочность зубчатых механизмов [Текст] / А. П. Попов. — Николаев : НУК, 2008. — 580 с.
- [7] **Попов, А. П.** Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А. П. Попов. — Николаев : Атолл, 2010. — 774 с.

- [8] **Федякин, Р. В.** Расчет цилиндрических передач Новикова и фрикционных передач [Текст] / Р. В. Федякин, В. А. Чесноков // Изв. ВВИА им. проф. Жуковского. — М., 1982. — 114 с.
- [9] Энциклопедический справочник [Текст]. Инженерные расчеты в машиностроении. — М.: Машгиз, 1948. — 891 с.