

УДК 621.833

А. П. ПОПОВ, А. И. МИРОНЕНКО, О. И. САВЕНКОВ

КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕКОСОВ ЗУБЬЕВ

Представлено матеріали по рішенняню нової контактної задачі стосовно до зубчастих передач з урахуванням впливу перекосів зубів зубчастих коліс на їх контактну міцність. Рішення вказаної задачі виконано вперше на основі нової теорії контактної міцності, розробленої проф. О.П. Поповим. Знайдено розрахункові залежності для визначення максимальних контактних напружень в зубах, а також розмірів напівеліптичної площадки контакту.

Ключові слова: зубчаста передача, перекося зубів, контакт, напруження, навантажувальна здатність, бочкоподібні зуби.

Представлены материалы по решению новой контактной задачи применительно к зубчатым передачам с учетом влияния перекосов зубьев зубчатых колес на их контактную прочность. Решение указанной задачи выполнено впервые на основе новой теории контактной прочности, разработанной проф. А.П. Поповым. Найденные расчетные зависимости для определения максимальных контактных напряжений в зубьях, а также размеров полуэллиптической площадки контакта.

Ключевые слова: зубчатая передача, перекося зубьев, контакт, напряжения, нагрузочная способность, бочкообразные зубья.

The first contact problem is solved on the basis of a new contact strength of the theory developed by prof. A.P. Popov, in relation to the gear train, taking into account the effect of skewing the gear teeth on the strength of their contact. Found calculated according to the definition of the maximum contact stress in the teeth, as well as semi-elliptical contact area sizes. It is shown that in the conditions with respect to each other skew gear teeth and gear wheel transmissions carrying capacity the contact stresses unacceptably reduced. It was determined that in order to reduce the influence of said bias tooth gears on the performance necessary to form the straight side surfaces of the gear teeth to replace the curvilinear form with a constant radius of curvature.

Keywords: gear, tooth misalignment, the contact stress, load capacity, barrel-shaped teeth.

Постановка проблеми. Роль зубчатих передач виключительно велика в сучасному машиностроєнні. Однак розрахунок зубчатих передач на контактну міцність за загальновідомою формулою Герца, отриманою їм применительно к расчетной модели контакта двух упруго сжатых цилиндров, не затрагивает влияния на их работоспособность эксплуатационных факторов.

Как показала практика эксплуатации зубчатых передач и анализ выполненных исследований упругие перемещения валов, на которых размещаются зубчатые колеса, оказывают отрицательное влияние на их работоспособность. Так, например, от прогибов валов в зубчатом зацеплении возникает концентрация нагрузки по длине зубьев. Однако наиболее опасным при этом являются углы взаимного наклона валов с расположенными на них зубчатыми колесами, при которых имеют место перекосы зубьев в направлении их длины.

В настоящее время отсутствуют какие-либо рекомендации по определению влияния перекосов зубьев на их контактную прочность, которая является определяющим фактором при оценке эффективности зубчатых передач с точки зрения их работоспособности. На основании вышеизложенного в рассматриваемой работе впервые, как уже указывалось, приводится решение контактной задачи применительно к перекошенным относительно друг друга зубьям шестерни и колеса на угол ψ в условиях их нагружения.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по данной проблеме, связанные с повышением работоспособности зубчатых передач, впервые на основе выполненных новых теоретических и технических решений изложены в [1-5].

Цель работы. Доказательство отрицательного влияния на работоспособность зубчатых передач перекосов зубьев, вызванных упругими перемещениями валов, подтвержденное решением новой контактной задачи.

Изложение основного материала. При перекосе зубьев их линейный контакт при отсутствии нагружения перерождается в точечный, в связи с чем для опре-

деления контактных напряжений необходимо решение пространственной задачи. При решении данной задачи в плоскости zOx в качестве расчетной модели контакта до нагружения выступает модель контакта двух упруго сжатых цилиндров 1 и 2 с радиусом кривизны ρ_1 и ρ_2 (рис. 1, а), а в плоскости zOy (рис. 2, а) в качестве расчетной модели контакта имеет место модель контакта полупространств 1 и 2, ограниченных плоскостями.

На рис. 1, б и 2, б приведены модели контакта указанных расчетных моделей в плоскостях zOx и zOy после нагружения.

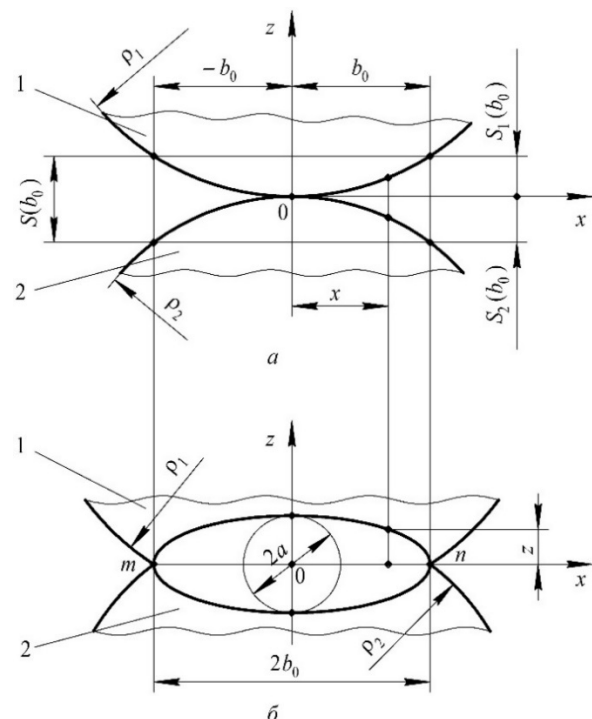


Рис. 1 – Модель контакту зубьев в плоскості zOx :
а – до навантаження; б – після навантаження

Рассмотрим определение функций контактных деформаций, действующих в направлениях, перпендику-

лярных осей x и y . Функция контактных деформаций $W(x)$ (рис.1) имеет вид [1, 2]:

$$W(x) = \frac{b_0^2}{2\rho_{пр}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}}, \quad (1)$$

где b_0 – полуширина площадки контакта;
 $\rho_{пр} = \rho_1 \cdot \rho_2 / (\rho_2 \pm \rho_1)$ – приведенный радиус кривизны цилиндров, знак (+) применяется при внешнем, а знак (–) при внутреннем зацеплении зубьев.

Для нахождения функций $W(y)$ обратимся к рис. 2. Из данного рисунка, полагая $\cos\psi = 1$ ввиду малой величины угла перекоса ψ , получим следующие выражения:

$$S(b_k) = b_k\psi; \quad S(y) = y\psi.$$

где b_k – ширина площадки в плоскости zOy .

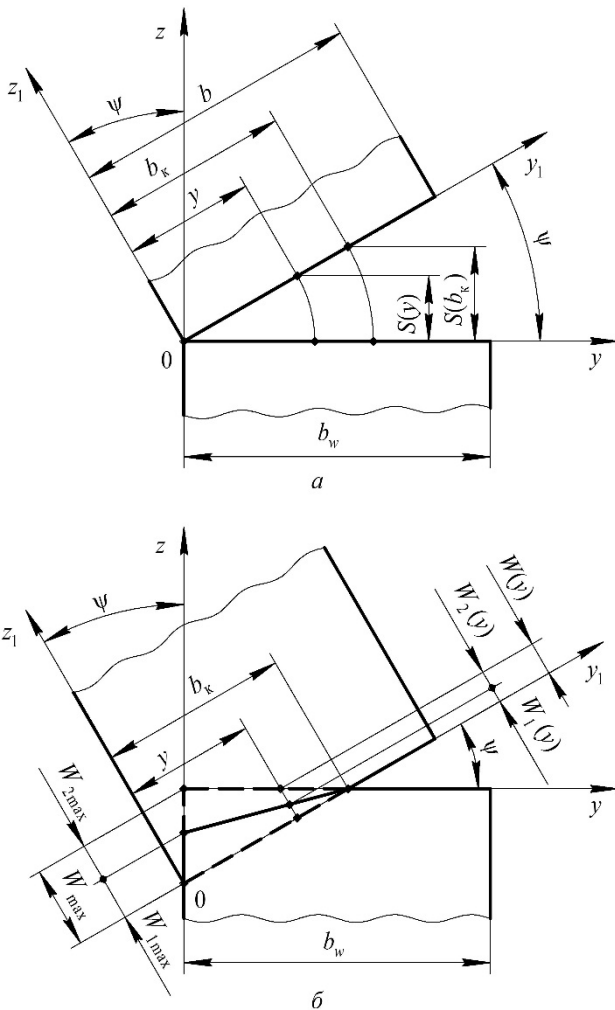


Рис.2 – Схематическое изображение зубьев при перекосе относительно друг друга на угол ψ в плоскости zOy :
 a – до нагружения; b – после нагружения

С учетом двух последних выражений функция контактных деформаций $W(y)$ будет выглядеть так

$$W(y) = W_1(y) + W_2(y) = W_{max} - S(y) = W_{1max}(y) + W_{2max}(y) - S(y) = (b_k - y)\psi. \quad (2)$$

При $x = y = 0$ функции (1) и (2) имеют одинаковые максимумы, равные W_{max} . На основании равенства между собой максимальных значений указанных функций найдем

$$\frac{b_0^2}{2\rho_{пр}} = b_k\psi \quad \text{или} \quad b_k = \frac{b_0^2}{2\rho_{пр}\psi}. \quad (3)$$

Полагая $b_0/b_k = \alpha$ и используя зависимость (3) определим выражение коэффициента α :

$$\alpha = \frac{2\rho_{пр}\psi}{b_0}. \quad (4)$$

В свою очередь, из уравнения (4) найдем зависимость параметра

$$b_0 = \frac{2\rho_{пр}\psi}{\alpha}. \quad (5)$$

Так как функции $W(x)$ и $W(y)$ имеют один и тот же максимум при $x = y = 0$, то от двух указанных функций (1) и (2) перейдем к единой функции $W(x, y)$, которая характеризует распределение деформаций в пределах площадки контакта, а именно:

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_{пр}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}} \left(1 - \frac{y}{b_k}\right). \quad (6)$$

В рассматриваемой контактной задаче площадка контакта имеет форму полуэллипса с малой b_0 и большой b_k полуосями. На основании сказанного средние по величине контактные напряжения будут иметь вид:

$$\sigma_m = \frac{2F_n}{\pi b_0 b_k}. \quad (7)$$

где F_n – нормальная сила, действующая на сопряженную пару зубьев;
 $\pi b_0 b_k / 2$ – величина полуэллиптической площадки контакта.

При двойном интегрировании функции (6) в дальнейшем необходимо площадку контакта размером $\pi b_0 b_k / 2$ в виде полуэллипса заменить равной ей по величине прямоугольной площадкой контакта прямоугольника со сторонами $2b_0$ и b_{km} , где параметр $b_{km} < b_k$. Исходя из равенства $\pi b_0 b_k / 2 = 2b_0 b_{km}$, определим параметр

$$b_{km} = \frac{\pi b_k}{4}.$$

В соответствии с выражением b_{km} в функции (6) необходимо параметр b_k заменить параметром b_{km} , в связи с чем функция (6) будет выглядеть так:

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_{пр}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}} \left(1 - \frac{y}{b_{km}}\right). \quad (8)$$

При решении рассматриваемой задачи, как и любой другой контактной задачи, необходимо найти две функции контактных деформаций. В связи со сказанным для определения второй функции $W(x, y)$, аналогичной функции (8), воспользуемся обобщенным законом Гука и гипотезой Винклера. С этой целью, исходя из подчинения сближаемых тел в пределах упругости гипотезе Винклера, в соответствии с выражением [1] запишем

$$W(x, y) = B_1\sigma_1(x, y) + B_2\sigma_2(x, y),$$

где B_1 и B_2 – коэффициенты подушек каждого из упруго сжатых тел, измеряемые в $\text{мм}^3/\text{Н}$;

$\sigma_1(x, y), \sigma_2(x, y)$ – функции контактных напряжений.
 Полагая $B_1 + B_2 = B$ и $\sigma_1(x, y) = \sigma_2(x, y) = \sigma(x, y)$,
 приведем выражение функции $W(x, y)$ к виду:

$$W(x, y) = B\sigma(x, y). \tag{9}$$

Для определения коэффициента подушки B , входящего в уравнение (9), выполним соответствующие решения. Сначала, исходя из равенства максимальных контактных деформаций $\Delta L_{zx} = \varepsilon_{zx} \cdot L_x = \varepsilon_{zy} \cdot L_y$, найдем выражение [2]

$$\varepsilon_{zx} L_x = \varepsilon_{zy} L_y,$$

из которого, полагая $L_x = 2b_0$ и $L_y = b_k$, получим

$$\frac{\varepsilon_{zy}}{\varepsilon_{zx}} = \frac{L_x}{L_y} = \frac{2b_0}{b_k} = 2\alpha. \tag{10}$$

Из уравнения (10) определим выражения относительных контактных деформаций:

$$\varepsilon_{zy} = 2\alpha \cdot \varepsilon_{zx}; \quad \varepsilon_{zx} = \varepsilon_{zy}/2\alpha.$$

С учетом выражений ε_{zy} и ε_{zx} запишем, используя зависимости [1, 2], уравнения контактных напряжений, действующих на рабочих поверхностях каждого из зубьев:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 = \sigma_{z1} &= \frac{\varepsilon_{zx}(2\alpha + v_1)E_1}{1 - v_1^2}; \\ \sigma_2 = \sigma_{z2} &= \frac{\varepsilon_{zx}(2\alpha + v_2)E_2}{1 - v_2^2}. \end{aligned} \right\} \tag{11}$$

где v_1, v_2 – коэффициенты Пуассона;
 E_1, E_2 – модули упругости материала зубьев.

На основании зависимости [1, 2], устанавливающей взаимосвязь между упругими перемещениями зубьев и возникающими при этом контактных напряжений и выражения (11), запишем уравнения

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1}\sigma_1 = 2C_{m1} \frac{(2\alpha + v_1)E_1\Delta L_{zx}}{(1 - v_1^2)L_x}; \\ W &= 2C_{m2}\sigma_2 = 2C_{m2} \frac{(2\alpha + v_2)E_2\Delta L_{zx}}{(1 - v_2^2)L_x}. \end{aligned} \right\} \tag{12}$$

где C_{m1}, C_{m2} – размерные параметры зубьев шестерни и колеса, мм/МПа.

На основании равенства $W = \Delta L_{zx}$ и $L_x = 2b_0$ из уравнений (12) получим зависимости размерных параметров:

$$\left. \begin{aligned} C_{m1} &= \frac{(1 - v_1^2)b_0}{(2\alpha + v_1)E_1}; \\ C_{m2} &= \frac{(1 - v_2^2)b_0}{(2\alpha + v_2)E_2}. \end{aligned} \right\} \tag{13}$$

Используя зависимости (13), найдем уравнения контактной податливости каждого из сопряженных друг с другом зубьев:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{k1} &= \frac{C_{m1}\sigma_m}{F_n} = \frac{2(1 - v_1^2)}{\pi(2\alpha + v_1)E_1 b_k}; \\ \delta_{k2} &= \frac{C_{m2}\sigma_m}{F_n} = \frac{2(1 - v_2^2)}{\pi(2\alpha + v_2)E_2 b_k}. \end{aligned} \right\} \tag{14}$$

В соответствии с уравнениями (14) выражение коэффициента подушки примет вид [1, 2]:

$$B = \frac{\pi b_0 b_k}{2} (\delta_{k1} + \delta_{k2}) = \left[\frac{1 - v_1^2}{(2\alpha + v_1)E_1} + \frac{1 - v_2^2}{(2\alpha + v_2)E_2} \right] b_0. \tag{15}$$

С учетом зависимости (15) зависимость (9), представляющая собой вторую функцию упругих деформаций, примет окончательный вид

$$W(x, y) = \left[\frac{1 - v_1^2}{\pi(2\alpha + v_1)E_1 b_k} + \frac{1 - v_2^2}{\pi(2\alpha + v_2)E_2 b_k} \right] b_0 \sigma(x, y). \tag{16}$$

На основании уравнений (8) и (16), полагая $b_k = b_0/\alpha$, запишем основную зависимость объемного напряженно-деформированного состояния сопряженной пары зубьев:

$$\begin{aligned} B \int_0^{b_0} \int_{-b_0}^{b_0} \sigma(x, y) dx dy &= BF_n = \\ &= \left[\frac{1 - v_1^2}{(2\alpha + v_1)E_1} + \frac{1 - v_2^2}{(2\alpha + v_2)E_2} \right] b_0 F_n = \\ &= \frac{b_0^2}{2\rho_w} \int_0^{b_0} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y}{b_{km}^2}\right)} dx dy = \frac{\pi^2 b_0^4}{32\alpha\rho_{np}}, \end{aligned}$$

исходя из которого найдем выражение параметра

$$b_0 = 1,4813 \sqrt[3]{\alpha\rho_{np} F_n \left[\frac{1 - v_1^2}{(2\alpha + v_1)E_1} + \frac{1 - v_2^2}{(2\alpha + v_2)E_2} \right]}. \tag{17}$$

Исходя из уравнения (17), найдем зависимость длины площадки контакта

$$b_k = \frac{b_0}{\alpha} = 1,4813 \sqrt[3]{\frac{\rho_{np} F_n}{\alpha^2} \left[\frac{1 - v_1^2}{(2\alpha + v_1)E_1} + \frac{1 - v_2^2}{(2\alpha + v_2)E_2} \right]}. \tag{18}$$

Из уравнения (9) выделим функцию контактных напряжений

$$\sigma(x, y) = \frac{W(x, y)}{B}. \tag{19}$$

Закон изменения функций контактных деформаций и контактных напряжений идентичны. В связи с этим в соответствии с функцией контактных деформаций (8) закон изменения контактных напряжений (19) представим следующим образом

$$\sigma(x, y) = \sigma_{\max} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y}{b_{km}^2}\right)}. \tag{20}$$

Если в функции (20) принять $x = y = 0$, то получим зависимость максимальных контактных напряжений $\sigma_{\max} = b_0^2/2\rho_{np} B$, которая в результате подстановки в нее выражений (15) и (17) примет вид

$$\sigma_{\max} = 0,74 \sqrt[3]{\frac{\alpha F_n}{\rho_{np}^2 \left[\frac{1 - v_1^2}{(2\alpha + v_1)E_1} + \frac{1 - v_2^2}{(2\alpha + v_2)E_2} \right]^2}}. \tag{21}$$

Если в уравнениях (17), (18) и (21) принять $v_1 = v_2 = v = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$, полагая, что зубья шестерни и колеса изготовлены из сталей, то указанные уравнения будут выглядеть так:

$$b_0 = 1,808 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_{\text{пр}} F_n}{(2\alpha + v)E}}; \quad (22) \quad b_k = 1,808 \sqrt[3]{\frac{\rho_{\text{пр}} F_n}{\alpha^2 (2\alpha + v)E}}; \quad (23)$$

$$\sigma_{\text{max}} = 0,496 \sqrt[3]{\frac{\alpha (2\alpha + v)^2 E^2 F_n}{\rho_{\text{пр}}^2}}. \quad (24)$$

Уравнения (17), (18) и (21), в равной степени это относится и к уравнениям (22)–(24), содержат неизвестный коэффициент α , который зависит от параметра b_0 . В связи с этим, приравняв правые части уравнений (5) и (17) друг к другу, найдем выражение

$$\frac{2\rho_{\text{пр}}\Psi}{\alpha} = 1,808 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_{\text{пр}} F_n}{(2\alpha + v)E}},$$

исходя из которого определим трансцендентное уравнение

$$\frac{0,904\alpha}{\Psi} \sqrt[3]{\frac{\alpha F_n}{(2\alpha + v)\rho_{\text{пр}}^2 E}} = 1. \quad (25)$$

Для оценки контактной прочности эвольвентного зубчатого зацепления, работающего в условиях перекоса зубьев относительно друг друга, а также апробации полученных выражений выполним расчет одноступенчатой прямозубой некорригированной передачи внешнего зацепления, у которой: $z_1 = 50$; $z_2 = 100$; $m = 5$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $h_a = m$ – высота головки зуба; $c = 0,25m$ – величина радиального зазора; $b_w = 250$ мм – длина зубьев; $F_n = 4 \cdot 10^4$ Н; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $v = 0,3$; $\Psi = (1,0; 2,5; 5,0; 7,5; 10,0) \cdot 10^{-4}$ рад.

Задав значениями коэффициента $\alpha = (2 \dots 50) \cdot 10^{-3}$, при углах перекоса зубьев $\Psi = (1,0; 2,5; 5,0; 7,5; 10,0) \cdot 10^{-4}$ рад определим действительные значения угла $\alpha = (6,55 \dots 38,95) \cdot 10^{-3}$, которые даны в табл. 1. В указанной таблице также приведены расчетные значения b_0 , b_k и σ_{max} , найденные по формулам (22)–(24). Максимальные контактные напряжения σ_H , используемые в данной таблице, получены по формуле Герца при угле $\Psi = 0$ для случая линейного взаимодействия зубьев, и они равны 454 МПа.

Таблица 1 – действительные значения угла α

Расчетные параметры и коэффициенты	Угол перекоса $\Psi = 10^4$, рад				
	1,0	2,5	5,0	7,5	10
$\alpha \cdot 10^3$	6,55	13,10	22,50	30,90	38,95
b_0 , мм	0,876	1,088	1,279	1,400	1,490
b_k , мм	133,68	83,06	55,846	45,286	38,250
b_k/b_w	0,535	0,332	0,227	0,181	0,153
σ_{max} , МПа	555	719	904	1026	1140
$\Phi_k = \sigma_{\text{max}}/\sigma_H$	1,222	1,584	1,991	2,260	2,511
$\Phi_F = \Phi_k^3$	1,827	3,792	7,895	11,542	15,832

Из табл. 1 очевидно, что при увеличении угла $\Psi = 1 \cdot 10^{-4}$ рад до $\Psi = 10 \cdot 10^{-4}$ рад, то есть в десять раз,

напряжения σ_{max} возрастают по сравнению с напряжениями σ_H в $\Phi_k = 1,222 \dots 2,511$ раза, что эквивалентно снижению нагрузочной способности по контактным напряжениям рассматриваемой зубчатой передачи в $\Phi_F = \Phi_k^3 = 1,827 \dots 15,832$ раза.

Приведенные расчетные данные указывают на то, что зубчатые передачи при эксплуатации в условиях перекосов сопряженных пар зубьев относительно друг друга характеризуются недопустимыми величинами снижения их нагрузочной способности по контактным напряжениям.

Для уменьшения влияния деформаций валов на работу зубчатых колес, при которых наблюдается перекося зубьев, необходимо применить бочкообразные зубья с величинами бочкообразности по их длине в пределах от 0,010 мм до 0,020 мм [4]. Аналогичного мнения придерживается и А. И. Петрусевич [5].

Таким образом, в результате выполненных исследований и расчетов установлено недопустимое снижение нагрузочной способности зубчатых передач по контактным напряжениям, обусловленное перекосами зубьев. Данное обстоятельство указывает на то, что в процессе конструирования, изготовления и эксплуатации зубчатых передач необходимо предусмотреть всевозможные меры с целью исключения возможных перекосов зубьев.

Выводы:

1. Впервые решена контактная задача с пространственной точечной системой взаимодействия упруго сжатых тел применительно к зубчатым передачам с учетом перекоса зубьев относительно друг друга.
2. Найденны расчетные зависимости для определения максимальных контактных напряжений в зубьях, а также размеров полуэллиптической площадки контакта.
3. Показано, что в условиях перекоса относительно друг друга зубьев шестерни и колеса нагрузочная способность зубчатых передач по контактным напряжениям недопустимо снижается.
4. Для существенного уменьшения влияния перекосов зубьев на работоспособность зубчатых передач рекомендуется прямолинейные образующие боковых поверхностей зубьев шестерни заменить криволинейными образующими с постоянным радиусом кривизны.

Список литературы

1. Попов А. П. Контактная прочность зубчатых механизмов [Текст] / А. П. Попов – Николаев : Изд-во НУК, 2008с. – 580 с.
2. Попов А. П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А. П. Попов – Николаев : Изд-во Атолл, 2010. – 774 с.
3. Патент № 77304 на винахід. Україна. Зубчата передача з криволинійними твірними зубів / Попов О. П. – а2004121281; Заявл. 14.02.04; Опубл. 15.11.06. Бюл. № 11.
4. Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении [Текст] – М. : Гос. науч.–техн. изд-во машиностроит. лит, 1948. – 891 с.
5. Петрусевич А. И. "Детали машин" под редакцией Н. С. Ачеркана [Текст] / А. И. Петрусевич. – М. : Машгиз, 1953. – 342 с.

References (transliterated)

1. Popov A. P. Kontaktnaya prochnost' zubchatikh mekhanizmov [Tekst] / A. P. Popov – Nikolaev : Yzd-vo NUK, 2008. – 580 p.
2. Popov A. P. Zubchatie mekhanizmi s tochechnim kontaktom zub'ev [Tekst] / A. P. Popov – Nikolaev : Yzd-vo Atoll, 2010. – 774 p.
3. Patent No. 77304 na vynakhid. Ukrayina. Zubchasta peredacha z kryvoliniynymy tvirnymy zubiv / Popov O. P. – a2004121281; Zayavl. 14.02.04; Opubl. 15.11.06. Byul. No. 11.

4. Entsiklopedycheskyy spravochnyk. Ynzhenernye raschety v mashynostroyeniye [Tekst] – Moscow : Hos. nauch. – tekhn. yzd-vo mashynostroyt. lyt., 1948. – 891 p.
5. *Petrusevych A. Y. "Detaly mashyn" pod redaktsiyey N.S. Acherkana [Tekst] / A. Y. Petrusevych. – Moscow : Mashhyz, 1953. – 342 p.*

Поступила (received) 30.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Контактна міцність зубчастих передач з урахуванням впливу перекосів зубів / О. П. Попов, О. І. Мироненко, О. І. Савенков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 121–125. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Контактная прочность зубчатых передач с учетом влияния перекосов зубьев / А. П. Попов, А. И. Мироненко, О. И. Савенков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 121–125. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Contact strength of gears, taking into account the effect of skewing the teeth / A. P. Popov, A. I. Myronenko, O. I. Savenkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 23 (1195). – P. 121–125. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Попов Олексій Павлович – доктор технічних наук, професор, Заслужений діяч науки і техніки України, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, завідувач кафедрою "Механіки та конструювання машин"; тел.: (0512) 46-44-74.

Попов Алексей Павлович – доктор технических наук, профессор, Заслуженный деятель науки и техники Украины, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, заведующий кафедрой "Механики и конструирования машин"; тел.: (0512) 46-44-74.

Popov Aleksey Pavlovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Honored Scientist of Ukraine, Admiral Makarov National Univeral of Shipbuilding, head of the department "Mechanics and construction of machines"; tel.: (0512) 46-44-74.

Мироненко Олександр Іванович – Державне підприємство Миколаївський виробничий комплекс газотурбобудування, начальник редукторного відділу.

Мироненко Александр Иванович – Государственное предприятие Николаевский производственный комплекс газотурбостроения, начальник редукторного отдела.

Myronenko Alexander Ivanovich – State Enterprise Nikolaev industrial complex of gas turbine, head gear department.

Савенков Олег Ігорович – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, асистент кафедри "Механіки та конструювання машин"; тел.: (063) 838-47-59; e-mail: rmn.nuk@gmail.com.

Савенков Олег Игоревич – Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, ассистент кафедры "Механики и конструирования машин"; тел.: (063) 838-47-59; e-mail: rmn.nuk@gmail.com.

Savenkov Oleg Igorevich – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, assistant of the department "Mechanics and construction of machines"; tel.: (063) 8384759; e-mail: rmn.nuk@gmail.com.

УДК 621.833

Р. В. ПРОТАСОВ, А. В. УСТИНЕНКО

СИНТЕЗ ЭВОЛЮТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ И АНАЛИЗ ЕГО КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Отримані рівняння робочого профілю та перехідної кривої зубців еволютної передачі в параметричному вигляді. Розглянута методика визначення приведенного радіуса кривизни та контактних напружень в еволютному зацепленні. Описана методика визначення коефіцієнта перекриття для усіх типів еволютних прямозубих передач, у тому числі й при модифікації вихідного контуру. Визначені швидкості ковзання в зацепленні. Проведено аналіз контактної взаємодії за допомогою формули Герца. Для детального аналізу контактної тиску в САЕ-системі побудована твердотільна модель зубчастої пари і на її основі скінчено-елементна сітка. Використовуючи метод скінчених елементів в САЕ-системі отримані розподілення напружень по об'єму зуба. Усі якісні показники наведені у вигляді блокуючого контуру для існуючих передач. Дані рекомендації щодо призначення вихідного контуру при синтезі нових еволютних передач.

Ключові слова: опукло-увігнутий контакт, еволютна передача, коефіцієнт перекриття, контактні напруження.

Получены уравнения рабочего профиля и переходной кривой зубьев эволютной передачи в параметрическом виде. Рассмотрена методика определения приведенного радиуса кривизны и контактных напряжений в эволютном зацеплении. Описана методика определения коэффициента перекрытия для всех типов эволютных прямозубых передач, в том числе и при модификации исходного контура. Определены скорости скольжения в зацеплении. Проведен анализ контактного взаимодействия с помощью формулы Герца. Для детального анализа контактных давлений в САЕ-системе построена твердотельная модель зубчатой пары и на ее основании конечно-элементная сетка. Используя метод конечных элементов в САЕ-системе получены распределения напряжений по объему зуба. Все качественные показатели представлены в виде блокирующего контура для существующих передач. Даны рекомендаций по назначению параметров исходного контура для синтеза новых эволютных передач.

Ключевые слова: выпукло-вогнутый контакт, эволютная передача, коэффициент перекрытия, контактные напряжения.

© Р. В. Протасов, А. В. Устиненко, 2016