

где  $S$  – среднее квадратическое отклонение,  $S = 1,66$ ;  $t_{n,\alpha}$  – критическое значение распределения Стьюдента, при  $n = 390$  и  $\alpha = 0,05$  –  $t_{n,\alpha} = 1,972$ . С вероятностью 95% доверительный интервал для среднего количества переточек зубьев диска составит (2,978...3,309).

### 3. Заключение (Conclusion)

Охарактеризованы основные дефекты, приводящие к замене (выбраковке) диска.

Определены доли основных причин замены дисков: износ зубьев – 62%, качество реза (заусенец на профиле) – 29%, в сумме составляющие 91%.

Максимальное количество переточек зубьев диска составляет 7. Число возможных переточек распределяется по нормальному закону, как для новых, так и для реставрированных дисков; среднее количество переточек  $\bar{X} = 3,144$ .

Изложены краткие сведения о процессе восстановления и реставрации зубьев дисков пил горячей резки в условиях ОАО “АМК”.

Отказы в работе узла вала диска распределены по закону отличному от нормального, по форме больше напоминающее экспоненциальное распределение, что является типичным для деталей и узлов механического оборудования.

Список литературы (References): 1. Ищенко А.А. Участки резки проката дисковыми пилами: Учеб. пособие. – К.: Выща шк., 1989. – 61. 2. Прокатные станы. Информационный сборник под. ред. Химича Г.Л., ЦИНТИМАШ, 1961, 131 с. 3. Петров П.А., Шпаков В.А. Математическая модель дисковой пилы горячей резки // Сб. науч. тр. ДГМИ, №17 – Алчевск: ДГМИ, 2003. – С. 292–298. 4. Стан 600 КМК. Пила горячей резки  $\varnothing 1800$  мм передвижная. Расчет 360.46.000.РР.КО ВНИИМЕТМАШ. 1988. Уч. № 2 – 885с. 5. Лапач С.Н., Чубенко А.В., Бабич П.Н. Статистика в науке и бизнесе. – К.: МОРИОН, 2002. – 640с. 6. ГОСТ 535–88. Прокат сортовой и фасонный из стали углеродистой обыкновенного качества. Общие технические условия. 7. Технологическая инструкция ТИ 229–МЦ–141–2000. “Производство проката на экспорт”/ОАО “Алчевский металлургический комбинат”. – 2000. – 42с. 8. Петров П.А. Оценка основных причин замены дисков пил горячей резки // Сб. науч. тр. ДонГТУ. – Алчевск: ДонГТУ, вып. 22, 2006. – С.173–179. 9. Технологическая инструкция ТИМ 229-ГМ-017-65-2005 “Изготовление дисков пил горячей резки СПЦ”/ОАО “Алчевский металлургический комбинат”. – 2005. – 11с.

Сдано в редакцию 30.01.07

## КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ТОЧЕЧНОЙ СИСТЕМОЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ

Попов А.П., Каиров А.С. (НУК, г. Николаев, Украина)

*The space contact problem of point scheme tooth transmissions has been solved. It is shown that point tooth contact differs from linear contact because it increases evolvent tooth loading ability by 2-3 times.*

**Постановка проблемы.** Разработка зубчатых передач повышенной нагрузочной способности с необходимыми весогабаритными показателями и улучшенными виброакустическими характеристиками является актуальной проблемой, успешное решение которой определяет современное развитие редукторостроения. В наибольшей

степени актуальность указанной проблемы проявляется при создании высокоскоростных (скорости до 150...225 м/с) и тяжело нагруженных зубчатых передач. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих научных программ и заданий во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые передачи редукторов целевого назначения. Указанным требованиям, как показали выполненные исследования и новые технические решения [1, 2], соответствуют зубчатые передачи редукторов с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев.

**Анализ последних исследований.** Наиболее полно исследования по данной проблеме изложены в [3, 4] и других публикациях. Кроме того, основные расчетные зависимости и анализ нагрузочной способности по контактным напряжениям передач с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев приведены в [1, 2]. Данные исследования базируются на основе разработанной методологии теоретических исследований контактной прочности упруго сжатых полупространств с начальным линейным либо точечным касанием, ограниченных произвольными поверхностями [5, 6].

**Целью работы** является создание практического метода расчета контактных напряжений и нагрузочной способности эвольвентных зубчатых передач с точечной системой зацепления зубьев на основе выполненных теоретических исследований.

**Изложение основного материала.** Традиционные эвольвентные зубчатые передачи при отсутствии нагружения характеризуются линейным контактом зубьев, образующие боковых поверхностей которых являются прямолинейными. В процессе нагружения линия контакта перерастает в узкую полосу, которая определяет площадку контакта и, как следствие, нагрузочную способность по контактным напряжениям. Таким образом, для повышения нагрузочной способности эвольвентных зубчатых передач по контактным напряжениям необходимо стремиться к возрастанию площадки контакта.

Увеличение площадки контакта может быть осуществлено, как показали выполненные исследования, путем преобразования линейного контакта зубьев в точечный контакт. С этой целью необходимо прямолинейные образующие боковых поверхностей зубьев шестерни заменить криволинейными образующими с радиусом кривизны  $R$  (рис.1).

В соответствии со сказанным в плоскости  $zOx$  в качестве расчетной выступает модель контакта двух цилиндров с радиусами  $\rho_1$  и  $\rho_2$  (рис.2, а), а в плоскости  $zOy$  – модель контакта цилиндра, характеризуемого радиусом  $R$ , с плоскостью (рис.3, а), где  $\rho_1 = 0,5mz_1 \sin \alpha_w$ ,  $\rho_2 = 0,5mz_2 \sin \alpha_w$  – радиусы кривизны боковых профилей эвольвентных зубьев шестерни и колеса в полюсе зацепления;  $m$  – модуль зацепления;  $z_1, z_2$  – числа зубьев шестерни и колеса;  $\alpha_w$  – угол зацепления.

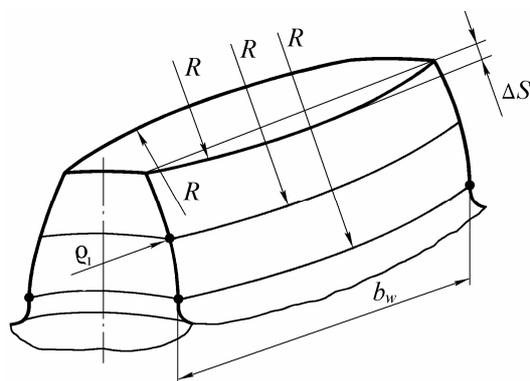


Рис.1. Зуб шестерни с криволинейными образующими боковых поверхностей

Радиус кривизны образующих боковых поверхностей зубьев шестерни определяется из выражения  $R = b_w^2 / (8\Delta S)$ , где  $b_w$  – длина зубьев;  $\Delta S$  – параметр криволинейности образующих боковых поверхностей зубьев шестерни в торцевых сечениях, измеряющийся в пределах  $0,005 \text{ мм} \leq \Delta S \leq 0,03 \text{ мм}$ .

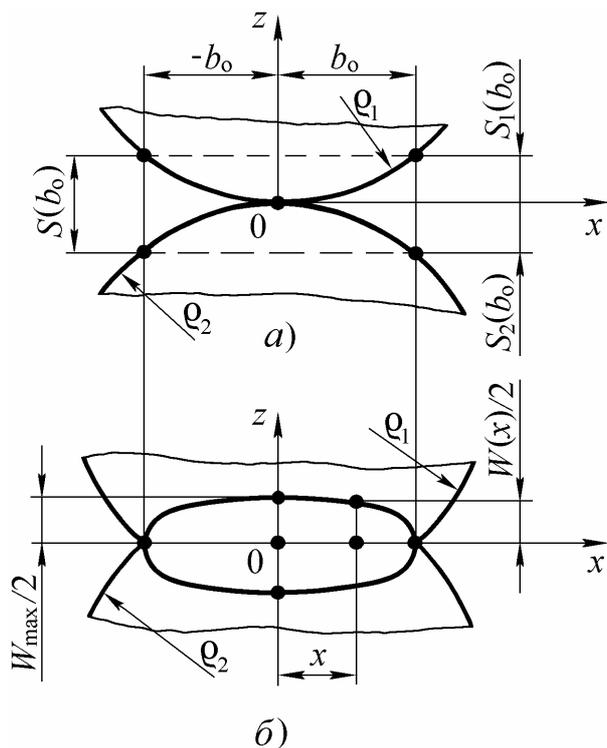


Рис.2. Расчетная модель контакта зубьев в плоскости  $zOx$  до нагружения (а) и после нагружения (б)

При нагружении зубьев указанные модели контакта в плоскостях  $zOx$  и  $zOy$  (рис.2,б и 3,б) характеризуются эллиптическими законами распределения контактных деформаций в направлении осей  $x$  и  $y$  [3-6]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{z^2}{0,5W_{\max}^2} + \frac{x^2}{b_0^2} &= 1; \\ \frac{z^2}{0,5W_{\max}^2} + \frac{y^2}{b_k^2} &= 1, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $z$  – текущая координата, принимаемая равной  $W(x)/2$  (рис.2,б) либо  $W(y)/2$  (рис.3,б);  $W(x)$ ,  $W(y)$  – контактные деформации зубьев в точках  $x$  и  $y$ ;  $W_{\max}$  – максимальная величина контактной деформации (малая ось эллипсов), принимаемая равной максимальной величине сближения сопряженной пары зубьев  $S(b_0)$  либо  $S(b_k)$  в точках  $x = b_0$  и  $y = b_k$ ;  $b_0$ ,  $b_k$  – большие полуоси эллипсов.

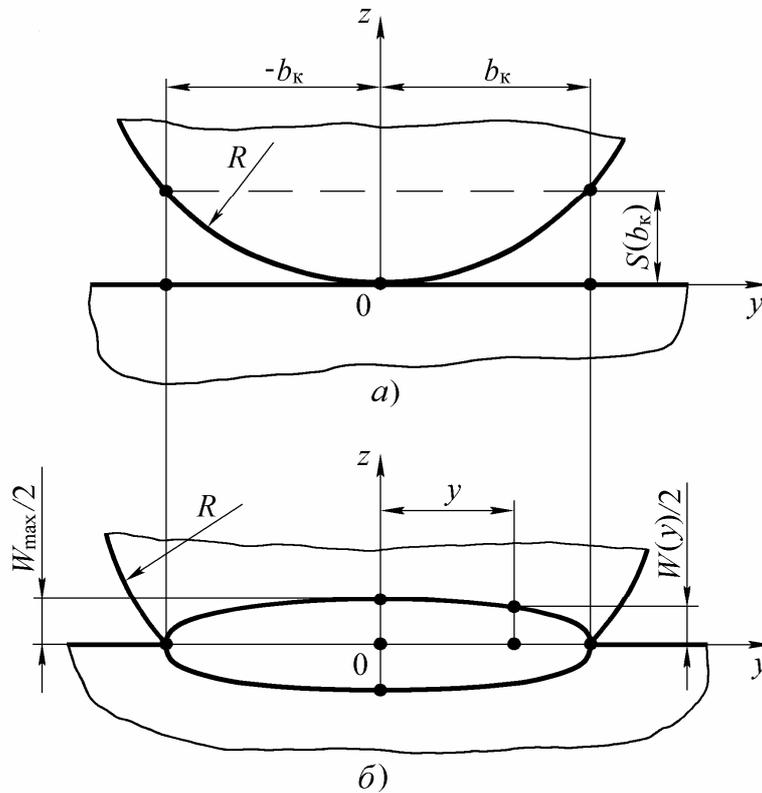


Рис.3. Расчетная модель контакта зубьев в плоскости  $zOy$  до нагружения (а) и после нагружения (б)

С учетом приведенных обозначений уравнения (1) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} W(x) &= W_{\max} \sqrt{1 - x^2 / b_0^2}; \\ W(y) &= W_{\max} \sqrt{1 - y^2 / b_k^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для определения  $W_{\max} = S(b_0) = S(b_k)$  запишем уравнения максимального сближения зубьев при  $x = b_0$  и  $y = b_k$ , исходя из рис. 2,а и 3,а:

$$S(b_0) = S_1(b_0) + S_2(b_0) = b_0^2 / 2\rho_1 + b_0^2 / 2\rho_2 = b_0^2 / 2\rho_w; \quad (3)$$

$$S(b_k) = b_k^2 / 2R, \quad (4)$$

где  $\rho_w = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$  – приведенный радиус кривизны зубьев в полюсе зацепления.

Объединив уравнения (2)–(4), получим выражения контактных деформаций  $W(x)$  и  $W(y)$  в окончательном виде:

$$\left. \begin{aligned} W(x) &= \frac{b_0^2}{2\rho_w} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}}; \\ W(y) &= \frac{b_k^2}{2R} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b_k^2}}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Из уравнений (5) следует, что при  $x = y = 0$  контактные деформации достигают максимальных и равных друг другу значений, в связи с чем запишем равенство

$$b_o^2 / 2\rho_w = b_k^2 / 2R,$$

исходя из которого найдем зависимость коэффициента

$$\alpha = b_o / b_k = \sqrt{\rho_w / R}, \quad (6)$$

характеризующего влияние радиусов кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях  $zOx$  и  $zOy$  на контактную прочность сопряженной пары зубьев.

От функций  $W(x)$  и  $W(y)$ , выраженных уравнениями (5), учитывая равенство между собой максимальных значений указанных функций, перейдем к функции

$$W(x, y) = \frac{b_o^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_o^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_k^2}\right)} = \frac{b_k^2}{2R} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_o^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_k^2}\right)}. \quad (7)$$

Однако интегрирование в дальнейшем функции (7) вызывает определенные трудности, в связи с чем от эллиптической площадки контакта в данном случае, равной  $\pi b_o b_k$ , перейдем к эквивалентной по величине прямоугольной площадке контакта шириной  $2b_o$  и длиной  $2b_{km}$ , равной  $4b_o b_{km}$ . Исходя из равенства  $\pi b_o b_k = 4b_o b_{km}$ , определим параметр  $b_{km} = \pi b_k / 4$ . В соответствии со сказанным выражение (7) примет вид

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

Интегрирование функции (8), как показали выполненные исследования, по сравнению с интегрированием этой функции, имеющей другой наиболее распространенный вид

$$W(x, y) = \frac{b_o^2}{2\rho_w} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_o^2} - \frac{y^2}{b_k^2}} = \frac{b_k^2}{2R} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_o^2} - \frac{y^2}{b_k^2}},$$

характеризуется уменьшением полученной величины интеграла в  $32/3\pi^2$  раз. На основании сказанного при интегрировании функции (8) необходимо значение найденного двойного интеграла умножить на коэффициент  $\xi = 32/3\pi^2$ .

При рассмотрении пространственной контактной задачи с точечной системой зубьев следует найти вторую функцию  $W(x, y)$ , равнозначную функции (8). При определении второй функции  $W(x, y)$  полагаем, что при сжатии сопряженной пары зубьев следует исходить из подчинения сближаемых зубьев в пределах упругости гипотезе Винклера, в соответствии с которой запишем

$$W(x, y) = B \sigma(x, y), \quad (9)$$

где  $B$  – коэффициент подушки сопряжения зубьев,  $\text{мм}^3/\text{Н}$ ;  $\sigma(x, y)$  – функция контактных напряжений.

Для нахождения коэффициента подушки  $B$  воспользуемся уравнением, устанавливающим взаимосвязь между упругими перемещениями  $W$  сопряженной пары зубьев и возникающими в них напряжениями  $\sigma_z$  [3, 4], а именно:

$$W = C_m \sigma_z, \quad (10)$$

где  $C_m$  – размерный параметр  $\text{мм}/\text{МПа}$ .

При сжатии сопряженной пары зубьев силой  $F_n$  в зоне контакта возникают нормальные напряжения, которые, согласно обобщенному закону Гука, применительно к точечному контакту выражаются уравнениями [3, 4]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{z1} &= (\varepsilon_{zy} + \nu_1 \varepsilon_{zx}) E_1 / (1 - \nu_1^2); \\ \sigma_{z2} &= (\varepsilon_{zy} + \nu_2 \varepsilon_{zx}) E_2 / (1 - \nu_2^2), \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где  $\nu_1, \nu_2$  – коэффициенты Пуассона;  $E_1, E_2$  – модули упругости шестерни и колеса;  $\varepsilon_{zx} = \Delta L_x / L_x$ ,  $\varepsilon_{zy} = \Delta L_y / L_y$  – относительные контактные деформации;  $\Delta L_x, \Delta L_y$  – абсолютные деформации;  $L_x = 2b_o$ ,  $L_y = 2b_k$  – линейные размеры, равные соответственно малой и большой осям эллипса, выражающего площадку контакта.

Исходя из равенства  $\Delta L_x = \Delta L_y$ , найдем выражение  $\varepsilon_{zx} L_x = \varepsilon_{zy} L_y$ , на основании которого запишем

$$\varepsilon_{zy} / \varepsilon_{zx} = L_x / L_y = b_o / b_k \quad (12)$$

С учетом выражений (6) и (12) получим зависимости относительных деформаций

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

В соответствии с двумя последними зависимостями уравнения (11) преобразуем к виду:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{z1} &= \varepsilon_{zx} (\alpha + \nu_1) E_1 / (1 - \nu_1^2); \\ \sigma_{z2} &= \varepsilon_{zx} (\alpha + \nu_2) E_2 / (1 - \nu_1^2). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Затем, объединив выражения (10) и (13) с учетом  $\varepsilon_{zx} = \Delta L_x / L_x$ ,  $L_x = 2b_o$  и  $C_m = 2C_{m1} = 2C_{m2}$ , представим уравнения упругих перемещений каждого из зубьев:

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1} \sigma_{z1} = \frac{(\alpha + \nu_1) E_1 \Delta L_x}{(1 - \nu_1^2) b_o}; \\ W &= 2C_{m2} \sigma_{z2} = \frac{(\alpha + \nu_2) E_2 \Delta L_x}{(1 - \nu_1^2) b_o}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где  $C_{m1}, C_{m2}$  – размерные параметры каждого из сопряженной пары зубьев.

Приняв в уравнениях (14) равенство  $W = \Delta L_x$ , определим выражения размерных параметров:

$$\left. \begin{aligned} C_{m1} &= \frac{(1 - \nu_1^2) b_o}{(\alpha + \nu_1) E_1}; \\ C_{m2} &= \frac{(1 - \nu_1^2) b_o}{(\alpha + \nu_2) E_2}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Исходя из средних значений контактных напряжений  $\sigma_m = F_n / \pi b_o b_k$  на рабочих поверхностях зубьев, получим выражения контактной податливости зубьев:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{k1} &= \frac{W_1}{F_n} = \frac{C_{m1} \sigma_m}{F_n} = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi(\alpha + \nu_1)E_1 S(b_k)}; \\ \delta_{k2} &= \frac{W_2}{F_n} = \frac{C_{m2} \sigma_m}{F_n} = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi(\alpha + \nu_2)E_2 S(b_k)}. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где  $W_1, W_2$  – упругие перемещения первого и второго зубьев.

На основании выражений (16) представим уравнение коэффициента подушки в виде

$$B = \pi b_o b_k (\delta_{k1} + \delta_{k2}) = \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2)E_2} \right] b_o. \quad (17)$$

С учетом уравнения (17) функция (9) примет вид

$$W(x, y) = \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2)E_2} \right] b_o \sigma(x, y). \quad (18)$$

Используя функции (8) и (18), составим, полагая  $b_{km} = \pi b_k / 4$ ,  $b_k = b_o / \alpha$  и  $\xi = 32 / 3\pi^2$  основное уравнение напряженно-деформированного объемного состояния рассматриваемой сопряженной пары зубьев

$$\begin{aligned} B \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_o}^{b_o} \sigma(x, y) dx dy &= BF_n = \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2)E_2} \right] b_o F_n = \\ &= \frac{b_o^2 \xi}{2\rho_w} \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_o}^{b_o} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_o^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)} dx dy = \frac{\pi b_o^4}{3\alpha\rho_w}, \end{aligned}$$

исходя из которого найдем зависимость параметров:

$$b_o = 0,985 \sqrt[3]{\alpha\rho_w F_n \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2)E_2} \right]}; \quad (19)$$

$$b_k = b_o / \alpha = 0,985 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2} \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2)E_2} \right]}; \quad (20)$$

В результате подстановки в функцию (9) функции (8) при  $x = y = 0$  получим уравнение максимальных контактных напряжений  $\sigma_{\max} = b_o^2 / (2\rho_w B)$ , которое с учетом зависимостей (17) и (19) будет выглядеть так:

$$\sigma_{\max} = 0,492 \sqrt[3]{\frac{\alpha F_n}{\rho_w^2 \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2)E_2} \right]^2}}. \quad (21)$$

Приняв в уравнениях (19)–(21) коэффициенты Пуассона  $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$  и модули упругости  $E_1 \neq E_2$ , запишем их выражения в более упрощенном виде:

$$b_o = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\alpha\rho_w F_n}{(\alpha + \nu)E_{\text{пр}}}}; \quad (22)$$

$$b_k = 1,202 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2 (\alpha + \nu) E_{\text{пр}}}}; \quad (23)$$

$$\sigma_{\text{max}} = 0,33 \sqrt[3]{\alpha (\alpha + \nu)^2 E_{\text{пр}}^2 F_n / \rho_w^2}, \quad (24)$$

где  $E_{\text{пр}} = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2)$  – приведенный модуль упругости.

Для оценки эффективности рассматриваемой зубчатой передачи выполним расчет одноступенчатого редуктора РЛ71 с точечной системой зацепления прямых эвольвентных зубьев, у которого:  $z_1 = 38$ ;  $z_2 = 184$ ;  $m = 5,5$  мм;  $\alpha_w = 20^\circ$ ;  $b_w = 260$  мм;  $F_n = 110$  кН;  $E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $\nu = 0,3$ ;  $\Delta S = 0,005$ ;  $0,010$ ;  $0,015$ ;  $0,020$ ;  $0,025$  и  $0,030$  мм.

По известным формулам, а также по формуле Герца находим  $\rho_1 = 35,738$  мм;  $\rho_2 = 173,052$  мм;  $\rho_w = 29,621$  мм и  $\sigma_H = 723,93$  МПа – максимальные контактные напряжения в полюсе зацепления зубьев. При заданных значениях параметра  $\Delta S$  определены величины радиуса  $R$ , коэффициента  $\alpha$  и максимальные напряжения  $\sigma_{\text{max}}$  по формуле (24), которые занесены в табл. 1.

Таблица 1. Расчетные характеристики зубчатой передачи

Расчетные параметры и напряжения	Параметр $\Delta S \cdot 10^3$ , мм					
	5	10	15	20	25	30
$R \cdot 10^{-3}$ , мм	1690	845	563,33	422,5	338	281,66
$\alpha \cdot 10^3$	4,186	5,920	7,250	8,370	9,361	10,252
$\sigma_{\text{max}}$ , МПа	425,44	492,26	514,24	540,77	562,51	580,90
$\varphi_k = \sigma_H / \sigma_{\text{max}}$	1,702	1,471	1,408	1,339	1,287	1,246
$\varphi_H = \varphi_k^3$	4,927	3,181	2,791	2,402	2,132	1,932

Из таблицы очевидно, что при  $\Delta S = 0,005 \dots 0,03$  мм снижение максимальных контактных напряжений  $\sigma_{\text{max}}$  в редукторе с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев по сравнению с линейным зацеплением указанных зубьев составило  $\varphi_H = 1,246 \dots 1,702$  раза. Указанное уменьшение контактных напряжений привело к повышению нагрузочной способности по этим напряжениям в рассматриваемой передаче в  $\varphi_H = 1,932 \dots 4,927$  раза, что подтверждает очень высокую нагрузочную способность указанной передачи по контактным напряжениям.

При проектировании зубчатых передач с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев целесообразно, как показывает опыт изготовления, исходить из  $\Delta S = 0,01 \dots 0,025$  мм.

Снижение величин контактных напряжений в рассматриваемой зубчатой передаче обеспечивается за счет увеличения размеров эллиптической площадки контакта по сравнению с прямоугольной площадкой контакта, имеющей место при линейном соприкосновении зубьев. Например, в редукторе РЛ71 при уменьшении параметра  $\Delta S$  с  $0,03$  мм до  $0,005$  мм площадки контакта превышает площадку контакта традиционной эвольвентной передачи в  $1,466 \dots 2,002$  раза.

**Выводы.** 1. Приведены новые решения пространственной контактной задачи применительно к зубчатым передачам с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев. Получены выражения максимальных контактных напряжений и размеров эллиптической площадки контакта.

2. Установлено, что нагрузочная способность по контактным напряжениям исследуемой зубчатой передачи при величинах параметра криволинейности  $\Delta = 0,01 \dots 0,025$  мм в торцовых сечениях зубьев в 2...3 раза выше таковой по сравнению с традиционной эвольвентной передачей, характеризуемой линейным контактом зубьев.

3. В дальнейшем целесообразно продолжить исследования зубчатых передач с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев, используя различные кривые образующих боковых поверхностей зубьев шестерни.

**Список литературы.** 1. Д. п. № 11414 на корисну модель. Україна. Зубчаста передача Попова О.П. з точковою системою зачеплення евольвентних зубів / Попов О.П. – U200506846; Заявл. 11.07.05; Опубл. 15.12.05. Бюл. № 12. 2. Д. п. № 11414 на корисну модель. Україна. Евольвентна зубчаста передача з точковим контактом зубів / Попов О.П., Каіров О.С. – U200602435; Заявл. 06.03.06; Опубл. 15.08.06. Бюл. № 8. 3. Попов А.П., Каіров А.С., Медведовский А.М. Контактная прочность зацепления Новикова с эллиптическими зубьями // Збірник наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК. – 2006. – № 4 (409). – С.162-171. 4. Попов А.П., Каіров А.С. Зубчатая передача с эллиптическими образующими боковых поверхностей эвольвентных зубьев // Труды Междунар. науч.-техн. конф. “Надежность и долговечность механизмов, элементов конструкций и биомеханических систем”. Севастополь: СНТУ. – 2006. – С.22-27. 5. Попов О.П., Попова Л.О. Дослідження моделі контакту напівпросторів, які обмежені криволінійними поверхнями, застосовно до зачеплення Новикова // Вісник аграрної науки Причорномор’я. – Миколаїв: ААП. – 2001. – Вып.1 (10). – С. 121-131. 6. Попов А.П., Попова Л.А. Исследование максимальных контактных напряжений в зацеплении эвольвентных зубьев // Збірник наук. праць Укр. державного морського технічн. ун-ту. – Миколаїв: УДМТУ. – 2002. – № 4 (382). – С.109-118.

Сдано в редакцию 15.01.07

## ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ ЭПОКСИФЕНОЛЬНЫХ ОЛИГОМЕРОВ, МОДИФИЦИРОВАННЫХ ТЕРМОПЛАСТАМИ

**Прушак В.Я., Дмитроченко В.В., Овчинников Е.В. Костюкович Г.А.** (ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством», г. Солигорск; УО «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы», Г. Гродно, Беларусь)

*The influence of dispersed thermoplastics on the wear resistance of composite materials on the basis of epoxy-phenol oligomers is investigated. It is obtained that the effect of an increase in the wear resistance is caused by formation on the rubbing surfaces of the antifriction film of thermoplastics.*

**1. Введение.** Защитные покрытия на основе полимерных матриц различного состава относятся к числу наиболее эффективных методов защиты технологического оборудования предприятий по производству химической продукции от коррозионного