

ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРОВ С ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ТОЧЕЧНОЙ СИСТЕМОЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЬЕВ

Попов А.П., Кипреев Ю.Н., Медведовский А.М., Савенков О.И.

(НУК имени адмирала Макарова, г. Николаев, Украина)

The solution of non – linear contact problem with reference to spatial spot gearing system has been carried out for the first time. The equations of maximum stresses and half-axes of elliptical contact area confirmed by experiment have been obtained.

Постановка проблемы. Повышение нагрузочной способности передач редукторов с эвольвентными зубами по контактным напряжениям является актуальной проблемой, успешное решение которой предопределяет развитие современного редукторостроения. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих научных программ и заданий во всех отраслях машиностроения, выпускающих передачи редукторов целевого назначения. Указанным требованиям, как показали выполненные исследования и новые технические решения, соответствуют передачи редукторов с пространственной точечной системой зацепления зубьев.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по данной проблеме изложены в б и других публикациях. Настоящие исследования базируются на разработанной д.т.н., проф. А.П. Поповым методологии теоретических исследований контактной прочности упруго сжатых полупространств с начальным линейным либо точечным касанием, ограниченных поверхностями.

Целью работы является создание практического метода расчёта максимальных напряжений и нагрузочной способности по контактным напряжениям зубчатых передач с пространственной точечной системой зацепления зубьев.

Изложение основного материала. Для методологии теоретических исследований контактной прочности упруго сжатых полупространств характерны следующие допущения. Во – первых, контактные напряжения определяются на рабочих поверхностях тел, а силы трения по площадке контакта не учитываются ввиду их малых величин. Во – вторых, материал взаимодействующих друг с другом тел принимается однородным и изотропным. В – третьих, сила, сжимающая упруго сжатые тела, создает в зоне контакта только упругие деформации, подчиняющиеся закону Гука.

Указанная методология, в отличие от известных решений Герца и других авторов, базируется на основе установленной причинно - следственной связи, которая применительно к начальному точечному касанию тел предусматривает при воздействии нагрузки один и тот же закон изменения контактных деформаций и напряжений.

При решении любой пространственной контактной задачи данная методология исходит из определения двух равнозначных функций контактных деформаций $W(x, y)$. Первая функция определяется из условий распределения контактных деформаций в двух взаимно перпендикулярных плоскостях $z0x$ и $z0y$ с учётом формы зазора между телами до нагружения.

Определение второй функции контактных деформаций осуществляется на основе обобщенного закона Гука и гипотезы Винклера. При этом гипотеза Винклера, характерная, насколько известно, для решений плоских задач, впервые разработана применительно к решениям пространственных задач.

В рассматриваемой задаче в качестве расчетной в плоскости $z0x$ выступает

модель контакта двух упруго сжатых круговых цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 , а в плоскости zOy – модель контакта цилиндра с радиусом R и плоскости, где $\rho_1 = 0,5mz_1 \sin \alpha_w$, $\rho_2 = 0,5mz_2 \sin \alpha_w$ – радиусы кривизны эвольвентных профилей зубьев в полюсе зацепления; m – модуль зацепления; z_1 , z_2 – числа зубьев шестерни и колеса; α_w – угол зацепления; $R = b_w^2 / 8\Delta S$ – радиус кривизны образующих боковых поверхностей зубьев шестерни; b_w – длина зубьев; $\Delta S = 0,01\dots0,03$ мм – параметр кривизны зубьев шестерни в торцевых сечениях.

Решение задачи выполним для случая, когда коэффициенты Пуассона $\nu_1 \neq \nu_2$ и модули упругости $E_1 \neq E_2$. В соответствии с вышеизложенным запишем функции контактных деформаций в плоскостях zOx и zOy в виде [4]:

$$W(x) = \frac{b_0^2}{2\rho_w} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}}; \quad W(y) = \frac{b_k^2}{2R} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b_k^2}},$$

где b_0 , b_k – малая и большая полуоси эллиптической площадки контакта; $\rho_w = \rho_1\rho_2/(\rho_1 + \rho_2)$ – приведенный радиус кривизны зубьев.

При $x=0$ и $y=0$ функции $W(x)$ и $W(y)$ характеризуются максимальными и равными друг другу значениями, в связи с чем запишем

$$\frac{b_0^2}{2\rho_w} = \frac{b_k^2}{2R}, \quad \text{откуда} \quad \alpha = \frac{b_0}{b_k} = \sqrt{\frac{\rho_w}{R}}. \quad (1)$$

От функций $W(x)$ и $W(y)$ перейдем к единой функции

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

Для интегрирования в дальнейшем функции (2) необходимо эллиптическую площадку контакта $\pi b_0 b_k$ заменить эквивалентной по величине прямоугольной площадкой контакта $4b_0 b_{km}$, в связи с чем параметр $b_{km} = \pi b_k / 4$. С учетом указанной замены функцию (2) представим следующим образом

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)} = \frac{b_k^2}{2R} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)}. \quad (3)$$

Функция (3) является приближенной. Ее погрешность при интегрировании по сравнению с точной функцией [6]

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_w} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2} - \frac{y^2}{b_k^2}} = \frac{b_k^2}{2R} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2} - \frac{y^2}{b_k^2}} \quad (4)$$

оценивается [4] поправочным коэффициентом $\xi = 32/3\pi^2$.

Имея функцию (3) либо (4), перейдем к отысканию второй равнозначной функции

$W(x, y)$. С этой целью, воспользовавшись гипотезой Винклера, найдем [3, 4]

$$W(x, y) = B(x, y)\sigma(x, y), \quad (5)$$

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

Коэффициент подушки $B(x, y)$ является величиной переменной. Однако решение рассматриваемой, как и любой другой задачи, возможно при постоянной величине коэффициента подушки. Для получения коэффициента B в виде константы заменим реальную эпюру распределения напряжений $\sigma(x, y)$ по эллиптической площадке контакта эпюрой средних напряжений σ_m , равномерно распределенных по данной площадке контакта, равных

$$\sigma_m = \frac{F_n}{\pi b_0 b_k} = \frac{\alpha F_n}{\pi b_0^2}. \quad (6)$$

После замены в уравнении (5) переменной величины коэффициента подушки $B(x, y)$ константой B оно примет вид

$$W(x, y) = B\sigma(x, y). \quad (7)$$

Из уравнения (7) очевидно, что функция контактных деформаций является отображением функции контактных напряжений, а функция $\sigma(x, y)$ – отображением функции $W(x, y)$.

Для использования функции (7) необходимо найти выражение коэффициента подушки B . С этой целью сначала воспользуемся зависимостью, характеризующей взаимосвязь между упругими перемещениями W зубьев и возникающими в них напряжениями [4], а именно:

$$W = C_m \sigma^n, \quad (8)$$

где C_m – размерный параметр, $\text{мм}/\text{МПа}$; n – показатель степени, равный $0,7\dots0,8$ [2, 5].

Опытная проверка, о которой будет сказано далее, показала, что применительно к точечному контакту тел необходимо исходить из степени $n = 0,7$. Помимо уравнения (8) приведем полученные на основе обобщенного закона Гука уравнения контактных напряжений применительно к сопряженной паре зубьев шестерни и колеса, которые имеют вид [4]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{(\varepsilon_{zy} + v_1 \varepsilon_{zx}) E_1}{1 - v_1^2}; \\ \sigma_2 &= \frac{(\varepsilon_{zy} + v_2 \varepsilon_{zx}) E_2}{1 - v_2^2}, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $\varepsilon_{zx} = \Delta L_{zx}/L_x$, $\varepsilon_{zy} = \Delta L_{zy}/L_y$ – относительные деформации; ΔL_{zx} , ΔL_{zy} – абсолютные деформации; $L_x = 2b_0$, $L_y = 2b_k$ – условные линейные размеры.

При равенстве $\Delta L_{zx} = \Delta L_{zy}$ найдем выражение $\varepsilon_{zx} L_x = \varepsilon_{zy} L_y$, исходя из которого при $L_x = 2b_0$ и $L_y = 2b_k$ с учетом формулы (1) получим соотношения:

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

После подстановки правой части зависимости $\varepsilon_{zy} = \alpha \varepsilon_{zx}$ в уравнения (9) они примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\varepsilon_{zx}(\alpha + v_1)E_1}{1 - v_1^2}; \\ \sigma_2 &= \frac{\varepsilon_{zx}(\alpha + v_2)E_2}{1 - v_2^2}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

На основе зависимости (8) при $n = 0,7$ и выражений (10) получим два уравнения упругих перемещений сопряженной пары зубьев:

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1}\sigma_1^{0,7} = 2C_{m1} \left\{ \left[\frac{(\alpha + v_1)}{1 - v_1^2} \left(\frac{\Delta L_{zx}}{L_x} \right) \right]^{0,7} \right\}; \\ W &= 2C_{m2}\sigma_2^{0,7} = 2C_{m2} \left\{ \left[\frac{(\alpha + v_2)}{1 - v_2^2} \left(\frac{\Delta L_{zx}}{L_x} \right) \right]^{0,7} \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Приняв в уравнениях (11) размер $L_x = 2b_0$, $\Delta L_{zx}^{0,7} = \Delta L_{zx}/\Delta L_{zx}^{0,3}$ и $W = \Delta L_{zx}$, где $\Delta L_{zx}^{0,3} = (b_0^2/2\rho_w)^{0,3}$, получим зависимости размерных параметров:

$$\left. \begin{aligned} C_{m1} &= \frac{0,66b_0^{1,3}}{\rho_w^{0,3}} \left[\frac{1 - v_1^2}{(\alpha + v_1)E_1} \right]^{0,7}; \\ C_{m2} &= \frac{0,66b_0^{1,3}}{\rho_w^{0,3}} \left[\frac{1 - v_2^2}{(\alpha + v_2)E_2} \right]^{0,7}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Далее, исходя из зависимости (6) и выражений (12), найдем уравнения контактной податливости зубьев шестерни и колеса:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{k1} &= \frac{W}{F_n} = \frac{C_{m1}\sigma_m^{0,7}}{F_n} = \frac{0,296}{(\rho_w F_n)^{0,3} b_0^{0,1}} \left[\frac{(1 - v_1^2)\alpha}{(\alpha + v_1)E_1} \right]^{0,7}; \\ \delta_{k2} &= \frac{W}{F_n} = \frac{C_{m2}\sigma_m^{0,7}}{F_n} = \frac{0,296}{(\rho_w F_n)^{0,3} b_0^{0,1}} \left[\frac{(1 - v_2^2)\alpha}{(\alpha + v_2)E_2} \right]^{0,7}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

С учетом размера эллиптической площадки контакта, равной $\pi b_0^2/\alpha$, и зависимостей (13) определим выражение коэффициента постели

$$B = \frac{\pi b_0^2}{\alpha} (\delta_{k1} + \delta_{k2}) = \frac{0,93b_0^{1,9}}{(\alpha \rho_w F_n)^{0,3}} \left\{ \left[\frac{(1 - v_1^2)}{(\alpha + v_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1 - v_2^2)}{(\alpha + v_2)E_2} \right]^{0,7} \right\}. \quad (14)$$

В соответствии с выражением (14) функция (7) примет окончательный вид

$$W(x, y) = \frac{0,93b_0^{1,9}}{(\alpha \rho_w F_n)^{0,3}} \left\{ \left[\frac{(1-v_1^2)}{(\alpha + v_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-v_2^2)}{(\alpha + v_2)E_2} \right]^{0,7} \right\} \sigma(x, y). \quad (15)$$

Затем, воспользовавшись найденными функциями контактных деформаций (3) и (15), запишем уравнение, характеризующее напряженно – деформированное состояние рассматриваемой сопряженной пары зубьев, исходя из $b_{km} = \pi b_k / 4$, $b_k = b_0 / \alpha$ и $\xi = 32 / 3\pi^2$, представленное следующим образом

$$\begin{aligned} B \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sigma(x, y) dx dy &= BF_n = \frac{0,93F_n b_0^{1,9}}{(\alpha \rho_w F_n)^{0,3}} \left\{ \left[\frac{(1-v_1^2)}{(\alpha + v_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-v_2^2)}{(\alpha + v_2)E_2} \right]^{0,7} \right\} = \\ &= \frac{\xi b_0^2}{2\rho_w} \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)} dx dy = \frac{\pi b_0^4}{3\alpha \rho_w}. \end{aligned} \quad (16)$$

Преобразуем данное уравнения к виду

$$b_0^{2,1} = 0,889 \left\{ \left[\frac{(1-v_1^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + v_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-v_2^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + v_2)E_2} \right]^{0,7} \right\}.$$

Возведя левую и правую части последнего уравнения в степень, равную 10/21, получим зависимость малой полуоси эллипса

$$b_0 = 0,9463 \sqrt{\left\{ \left[\frac{(1-v_1^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + v_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-v_2^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + v_2)E_2} \right]^{0,7} \right\}}^{10/7}. \quad (17)$$

На основании зависимости (17) представим выражение большой полуоси эллиптической площадки контакта

$$b_k = \frac{b_0}{\alpha} = \frac{0,946}{\alpha} \sqrt{\left\{ \left[\frac{(1-v_1^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + v_1)E_1} \right]^{0,7} + \left[\frac{(1-v_2^2)\alpha \rho_w F_n}{(\alpha + v_2)E_2} \right]^{0,7} \right\}}^{10/7}. \quad (18)$$

Воспользовавшись зависимостями $\xi = 32 / 3\pi^2$ и $b_{km} = \pi b_k / 4$, найдем уравнение

$$F_n = \pi b_0 b_k \sigma_m = \xi \sigma_{\max} \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)} dx dy = \frac{2\pi b_0 b_k \sigma_{\max}}{3},$$

исходя из которого получим выражение максимальных контактных напряжений

$$\sigma_{\max} = \frac{3\sigma_m}{2} = \frac{3\alpha F_n}{2\pi b_0^2}. \quad (19)$$

В результате подстановки вместо параметра b_0 , фигурирующего в выражении (19), правой части зависимости (17) определим уравнение максимальных контактных напряжений

$$\sigma_{\max} = 0,534 \sqrt[3]{\frac{\alpha^3 F_n^3}{\left[\left(\frac{(1-\nu_1^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1} \right]^{0,7} + \left(\frac{(1-\nu_2^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2} \right)^{0,7} \right]^{60/21}}}. \quad (20)$$

На практике при расчетах зубчатых передач имеет место $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$, в связи с чем уравнения (17), (18) и (20) сведем к более упрощенному виду:

$$b_0 = 1,2753 \sqrt{\frac{\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu)E}}; \quad (21)$$

$$b_k = 1,2753 \sqrt{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2(\alpha+\nu)E}}; \quad (22)$$

$$\sigma_{\max} = 0,2943 \sqrt{\frac{\alpha(\alpha+\nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}. \quad (23)$$

При линейной взаимосвязи между упругими перемещениями зубьев и напряжениями, т.е. при показателе степени $n=1$, уравнения b_0 , b_k и σ_{\max} имеют вид [4]:

$$b_0 = 1,2023 \sqrt{\frac{\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu)E}}; \quad b_k = 1,2023 \sqrt{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2(\alpha+\nu)E}}; \quad \sigma_{\max} = 0,333 \sqrt{\frac{\alpha(\alpha+\nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}.$$

Как следует из приведенных выражений, с учетом рассмотренной нелинейности напряжения σ_{\max} снижаются в $0,33/0,294 = 1,1225$ раза, что эквивалентно повышению нагрузочной способности передач редукторов в $1,1125^3 = 1,414$ раза. Применительно к зубчатым передачам с начальным линейным касанием зубьев снижение напряжений при $n=1$ составляет $0,418/0,396 = 1,056$ раза, что равносильно возрастанию нагрузочной способности в $1,056^2 = 1,114$ раза. В целом, за счет одной лишь нелинейности при $n=0,7$ нагрузочная способность зубьев с точечным контактом превышает в $1,414/1,114 = 1,269$ раза таковую зубьев с линейным контактом при тех же условиях.

Если исходить из сравнения нагрузочной способности передач с точечной и линейной системой зацепления зубьев при $n=1$, то при точечном контакте нагрузочная способность возрастает в 1,6...2,3 раза по сравнению с линейным контактом зубьев. Следует также отметить, что если в приведенных формулах b_0 , b_k и σ_{\max} , полученных при $n=1$, принять коэффициент $\alpha=1$ (частный случай), который соответствует модели контакта двух упруго сжатых шаров, то в этом случае получим формулы:

$$a = b_0 = b_k = 1,1013 \sqrt{\frac{\rho_w F_n}{E}}; \quad \sigma_{\max} = 0,3933 \sqrt{\frac{E^2 F_n}{\rho_w^2}},$$

которые полностью совпадают с известными формулами Герца, где a – радиус круговой площадки деформации.

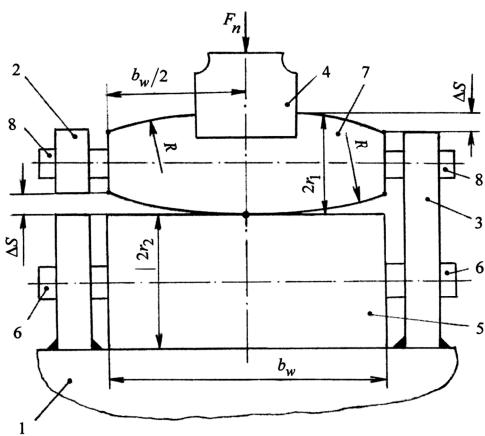


Рис.1. Устройство для нагружения цилиндров

Для подтверждения достоверности полученных уравнений, которые при $\alpha=1$ полностью, как уже указывалось, распространяются на модель контакта двух упруго сжатых шаров, было проведено сравнение опытных данных, полученных А.Н. Динником [1], с расчетными. В опытах А.Н. Динника стальной шар диаметром 25,4 мм прижимался к стальной плите силой $(1...31) \cdot 10^3$ Н. Сравнение опытных величин радиусов a круговых площадок деформаций с расчетными данными, определяемыми по формуле (21) при $\alpha=1$, подтвердили очень высокую сходимость полученных результатов.

Опытные данные по определению параметров b_0 и b_k , которые характеризуют размеры эллиптической площадки контакта, в литературе, насколько известно, отсутствуют. В связи с этим было спроектировано устройство (рис.1) для получения опытных данных величин b_0 и b_k . Устройство состоит из плоской плиты 1 и жестко соединенных с плитой вертикальных стоек 2 и 3. Для нагружения упруго сжатых тел силой $F_n = (0,5...3) \cdot 10^4$ Н предусмотрен нагружатель 4. В качестве сжимаемых тел используются круговой цилиндр 5 с хвостовиками 6 и бочкообразный цилиндр 7 с хвостовиками 8. При этом $r_1 = 40$ мм; $r_2 = 60$ мм; $b_w = 100$ мм и $\Delta S = 0,03$ мм. Указанная установка позволяет проводить опыты по определению размеров как эллиптических (взаимодействие цилиндров 5 и 7), так и прямоугольных (взаимодействие цилиндра 5 с плитой 1) площадок деформаций.

Расчетные и опытные данные малой $2b_0$ и большой $2b_k$ осей эллиптической площадки деформации, полученные в результате воздействия бочкообразного цилиндра 7 на круговой цилиндр 5 в процессе нагружения, приведены в табл.1.

Из табл.1 очевидно, что расхождения между опытными и расчетными величинами малой и большой осей эллиптической площадки контакта несущественны, что указывает на достоверность полученных решений, приведенных в данной работе.

Таблица 1. Опытные и расчетные значения осей эллипса

Определяемые величины		Величина силы $F_n \cdot 10^{-4}$, Н					
		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Расчет	$2b_0$, мм	0,889	1,121	1,282	1,411	1,520	1,615
		0,900	1,150	1,270	1,450	1,515	1,630
Опыт	$2b_k$, мм	37,50	46,67	53,41	58,78	63,32	67,29
		38,00	47,00	52,50	58,00	64,00	68,50

Учитывая актуальность и важность рассматриваемой проблемы, связанной с созданием передач редукторов с пространственной точечной системой зацепления зубьев, ГП НПКГ «Заря» – «Машпроект» г. Николаев разработало обширную программу проведения статических и натурных испытаний в лабораторных условиях и на реальных объектах.

Выводы. 1. Впервые выполнено решение пространственной контактной задачи применительно к точечному зацеплению зубьев с учетом нелинейной зависимости между упругими перемещениями зубьев и возникающими в них напряжениями. Получены уравнения максимальных контактных напряжений, малой и большой полуосей эллиптической площадки деформации. 2. Показано увеличение нагрузочной способности зацепления с точечным контактом зубьев в $\sqrt{2}$ раз за счет вышеуказанной нелинейности по сравнению с точечным контактом зубьев, где нелинейность не учитывается. Эффективность повышения нагрузочной способности рассматриваемых передач редукторов при этом при наличии нелинейной взаимосвязи между упругими перемещениями зубьев и напряжениями в 1,279 раза выше таковой применительно к зацеплению с линейной системой зацепления зубьев с учетом указанной нелинейности. Полученные решения подтверждены экспериментальной проверкой на специально созданном устройстве. 3. Установлено, что функция контактных напряжений является отображением функции контактных деформаций и наоборот. Показано, что отношение малой оси эллипса к большой оси эллиптической площадки контакта при точечном касании тел равно отношению приведенных радиусов кривизны в степени, равной 0,5, взятых в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Список литературы. 1. Динник А.Н. Избранные труды. Том 1. АН УССР. – Киев, 1952. 2. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с. 3. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах. – Л.: Судостроение, 1985. – 240с. 4. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. – Николаев: Изд – во НУК, 2008. – 580с. 5. Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин. ЦНИИТМАШ. – М., 1946. – Кн.2. 6. Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении. – М.: Гос. науч. – техн. изд – во машиностроит. лит., 1948. – 891с.

Надійшла до редколегії 24.04.2009

ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРОВ С ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ТОЧЕЧНОЙ СИСТЕМОЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЬЕВ

Попов А.П., Кипреев Ю.Н., Медведовский А.М., Савенков О.И.

Робота присвячена створенню практичного методу розрахунку максимальної напруги і здатності навантаження по контактній напрузі зубчастих передач з просторовою точковою системою зачеплення зубців.

редуктор, пространственное зацепление зубьев, контактные напряжения, нагрузочная способность