Линия зацепления n_1n_2 — тракетория общей точки контакта K зубьев при вращении колес при передаче. n_1n_2 — теоретическая линия зацепления, ее обозначают g В реальности контакт между зубьями будет на отрезке AB называемый активной линией зацепления. φ_γ - угол перекрытия зубчатых колес. Угол перекрытия показывает на каком углу колесо входит в зацепление и выходит из него. Для более плавной и качественной передачи момента коэфициент перекрытия должен быть больше 1, обычно 1.2. α — угол зацепления (угол между коризонтальной прямой и теоритической линией зацепления). $AB = g\alpha$ $\varepsilon_\gamma = \frac{\varphi_\gamma}{}$ Межосевое расстояние a это расстоянием между осями зубчатых колес. наиболее часто применяют зубчатые колеса с так называемым делительным межосевым расстоянием. При этом в полюсе контакта касательными являются делительные окружности. В данном случае они же и являются начальными (центроидами) $a = r_1 + r_2 = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2}$ Анализ сил и моментов в одноступенчатой зубчатой передаче. $F_{n_1} = F_{n_2}$ $F_{n_1} = \frac{2m_1}{d_1}$ $F_{n_2} = \frac{2m_2}{d_2} \to \frac{m_2}{m_1} = \frac{d_2}{d_1} = i_{12}$ Расчет модуля зубчатых колес $F_n \cos\alpha$ - полезная сила $F_n \sin\alpha$ - бесполезная сила Так как материалы при сжатии выдерживают нагрузку намного больше чем при растяжении, под опасной точкой будем понимать точку A. $F_n = \frac{2M_2}{mz_2 \cos\alpha} = \frac{2M_1}{mz_1 \cos\alpha}$ $\sigma_u = \sigma_p = \frac{\sigma}{n}$ $\sigma \to \sigma_{,\sigma,\sigma}$ $n_{=1.5}$ $\sigma_\Sigma = \sigma_c - \sigma$ $\sigma = \frac{f \sin\alpha}{bs}$ $b = \Psi m$ $\Psi = \frac{b}{m}$ $\Psi = 3..16$ $W = \frac{bs^2}{6}$ $M = h_{F_n \cos\alpha}$ $\sigma_{=\frac{6h_{F_n \cos\alpha}}{bs^2}}$ $\sigma_{=\frac{F_n \sin\alpha}{bs}}$ $\sigma_\Sigma = \frac{6h_{F_n \cos\alpha}}{bs^2} - \frac{F_n \sin\alpha}{bs} = \frac{F_n}{b}(\frac{6h_{\cos\alpha}}{s^2} - \frac{F_n \sin\alpha}{s})$ $F_n = \frac{2M_2K}{mz_2 \cos\alpha}$ $K = K_bK_V$ K_b - коэфициент концентричности напряжения K_V - кожфициент динамичности нагрузки Основной формулой для расчета контактных напряжений является формула Герца для контакта 2х целинтров: $\sigma_M = sqrt2\frac{E_{q_n}}{\rho_{(1-\mu^2)2\pi}}$ $E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ $\rho = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1+\rho_2} = \frac{1+i_{12}}{r_1i_{12}}q_n = \frac{F_n}{b}$ $d_2 = 2r_2 = 2i_{12}r_1 = \frac{2ai_{12}}{i_{12}+1}$ $q_n = \frac{2M_2K}{d_2b\cos\alpha} = \frac{2M_2k(i_{12}+1)}{b\cos\alpha 2ai_{12}}$ $\sigma_M = \sqrt{2}\frac{2E_1E_22M_2K(i_{12}+1)(1+i_{12})}{(E_1+E_2)b\cos\alpha 2ai_{12}ai_{12}\sin\alpha 2\pi(1-\mu^2)}$ Приводя некоторые сокращения: $= \sqrt{2}\frac{2E_1E_22M_2K(1+i_{12})^3}{(E_1+E_2)\psi_{ba}\sin 2\alpha a^3i_{12}^2 2\pi(1-\mu^2)}$ $z_M = \sqrt{2}\frac{2}{\sin 2\alpha}$ $z_m = \sqrt{2}\frac{E}{2\pi(1-\mu^2)}$ Таким образом: $\sigma_M = z_Mz_mz_\varepsilon - \sqrt{2}\frac{kM_2(1_{i12})^3}{\Psi_baa^3i_{12}^2}$ Тогда: $a = (i_{12}+1)\sqrt{3}\frac{KM_2}{\Psi_ba}(z_mz_Mz_\varepsilon i_{12}[\sigma_M])^2$ Если рассечь косозубое колесо перпендикулярно оси зубьев, то в сечении будет эллипс и эвольвентный профиль зубьев