

2. Стрельников В. Н. Перспективные направления развития механических приводов тяжёлых машин (Часть 1). – М.: ВНИИМЕТМАШ, 1990. – 84 с. 3. Стрельников В. Н. Взаимодействие упругих роликов с вогнутыми зубьями близкой кривизны. – М.: Машиностроение, 1992. – 322 с.

Сдано в редакцию 24.05.07

ОСОБЕННОСТИ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЁТА ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Суков Г.С., Стрельников В.Н. (ЗАО НКМЗ, г Краматорск, Украина)

The analysis tensely - the deformed condition of a flexible wheel of wave transfer which is submitted as result of action of loading, as the twisting moment, and regional effect on a joint of an environment with a gear wreath which influence is submitted as the field of indignations imposed on a field of tangents of pressure is executed. The adequate mathematical model of a flexible wheel as an environment and the rings connected by boundary conditions is besides developed. Components tenzor of pressure which are compared to results of experimental researches are received.

Технические характеристики волновых передач во многом определяются напряжённо - деформированным состоянием гибкого колеса. В известных решениях в качестве расчётных моделей используют оболочку или кольцо, что не адекватно исследуемому гибкому колесу и вносит заметные искажения в аналоговые модели реальных конструкций.

Разработанные методики расчёта на прочность гибких колёс основаны на опыте исследования небольших волновых передач с кулачковым генератором волн. Такие методики удовлетворяют условиям проектирования волновых редукторов, рассчитанных на передачу сравнительно небольшим крутящих моментов.

В расчётной методике [1] гибкое колесо рассмотрено как кольцо, лежащее на упругом основании, коэффициент постели основания обода следует определять экспериментально. Не рассмотрены условия нагрузки обода, распределённой по зубьям. Не определено число одновременно зацепляющихся зубчатых пар.

В работе [2] представлено напряжённое состояние гибкого стакана под действием двух радиальных сил, соединённого диафрагмой со ступицей. Гибкий зубчатый венец в решении не участвует, хотя оказывает существенное влияние на напряжённо – деформированное состояние гибкого колеса [3].

В работе [4] упрощённо определены деформации зубчатого венца гибкого колеса, без анализа его напряжённо – деформированного состояния. При этом используется принцип суперпозиции сил. Отсутствие связи деформации зубчатого венца с оболочкой гибкого колеса в форме краевых условий, вызывает значительные погрешности результатов полученного решения.

В статье [5] гибкое колесо рассматривается в виде кольца, напряжённое состояние которого представлено решением С.П. Тимошенко [6].

В отличие от исследований [2, 4, 5, 7], в [8] к зубчатому венцу гибкого колеса приложены распределённые нагрузки со стороны зубчатого зацепления $q(\theta)$ и генератора N_i . Влияние оболочки оговорено потоком касательных сил $S(\theta)$, который в дальнейшем решении не участвует. Плоская задача теории упругости для кольца решена с привлечением теории функций комплексного переменного в форме Н.И. Мусхелишвили [9].

В статье [10] рассматриваются причины разрушения гибкого колеса, приведен анализ зарождения первоначальных усталостных микротрещин в гибком элементе. Получены формулы для расчета напряжений в зубчатом венце.

В герметичных волновых передачах используют колоколообразные оболочки. Их напряжённо – деформированное состояние определяется также, как и для цилиндрических [2], например, вариационными методами Ритца – Тимошенко [11, 12]. Для упрощения, сложная форма оболочки заменяется рядом цилиндрических оболочек и потенциальная энергия деформации оболочки подсчитывается как сумма потенциальных энергий составляющих цилиндрических оболочек [13].

Данные экспериментов полученные в процессе деформаций кольца и стакана с жёстким дном [14] существенно отличаются от расчётных [12, 15, 16]. Подобное расхождение результатов теоретических и экспериментальных исследований вызвано необоснованными упрощениями при постановке задачи и построении математической модели: нарушены краевые условия, приложенные нагрузки слишком отличны от реальных [2, 4, 5, 7, 10, 17]. Причём, исследования [2, 7, 17] не доведены до конкретных численных результатов и не содержат их практической апробации.

Известные расчётные методики базируются на опыте волновых передач с кулачковым генератором волн и нагрузками до 5000 Нм. Они не учитывают влияние масштабного фактора на соотношение параметров крупных волновых передач, модулирующего количественные и качественные изменения характеристик взаимодействия несущих элементов в кинематических парах. На основании анализа литературных источников можно заключить, что существующие методики для расчёта и проектирования волновых передач не представляется возможным использовать при проектировании крупных волновых редукторов с дисковым генератором волн, предназначенных для передачи крутящих моментов более 10000 Н·м. Вопросы исследования напряжённо – деформированного состояния гибких колёс крупных волновых передач изучены не достаточно полно. Требуют уточнения параметрические зависимости распределения компонент тензора напряжений для произвольных сечений гибкого колеса.

В отличие от известных решений, напряжённо - деформированное состояние гибкого колеса рассматриваем как результат действия крутящего момента M_2 и краевого эффекта на стыке оболочки с зубчатым венцом, влияние которого представим как поле возмущений, наложенное на поле касательных напряжений τ . Разработана адекватная математическая модель гибкого колеса в виде оболочки и кольца, связанных граничными условиями.

Конструкция гибкого колеса представляет полый цилиндр, на одном конце (левом) которого образован зубчатый венец, на другом – шлицевый венец, связанные тонкостенной оболочкой (рис. 1). Особенностью деформации зубчатого венца гибкого колеса является наличие зоны, свободной от воздействия дисков генератора волн, что приводит к неравномерности распределения окружных усилий в зубчатом венце. Цилиндрическая оболочка выравнивает распределение окружных усилий.

Определим касательные напряжения τ от внешней нагрузки $M_{кр}$

$$\tau = \frac{M_{кр}(a+z)}{I_p} = \frac{M_{кр} \left(1 + \frac{z}{a}\right)}{2\pi a^2 h (1 + 3\xi^2)},$$

где $\xi^2 = \frac{h^2}{12a^2}$; $-\frac{h}{2} \leq z \leq +\frac{h}{2}$. Поле возмущений, вследствие краевого эффекта найдем, пользуясь полубезмоментной теорией В.З. Власова. Для цилиндрической

оболочки она строится на основе допущений эквивалентных условию: $\frac{\partial^2 f}{\partial S_x^2} \ll \frac{\partial^2 f}{\partial S_y^2}$,

где f – силовые и геометрические факторы; S_x, S_y – элементы длины координатных линий в осевом и окружном направлениях.

Выделим дифференциальный элемент оболочки. Силовые факторы действующие в сечениях, приведём к элементу срединной поверхности и приложим вдоль координатных линий местной системы координат x, θ . Приведение компонент тензора напряжений к координатным линиям ($x=const; \theta=const$) определило силовые факторы $N_x, N_\theta, M_\theta, S, Q_\theta$, отнесенные к единице длины одной из координатных линий (рис. 2).

Выразим компоненты тензора смещения u, v, w и силовые факторы через функцию напряжений $\Phi(x, \theta)$

$$u = \frac{1}{a} \frac{\partial \Phi}{\partial x}, \quad v = -\frac{1}{a} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta}, \quad w = \frac{1}{a} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2}. \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} N_x &= \frac{Eh}{a^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2}, \quad M_\theta = -\frac{D}{a^3} \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} \right), \quad Q_\theta = -\frac{D}{a^4} \left(\frac{\partial^3 \Phi}{\partial \theta^3} + \frac{\partial^5 \Phi}{\partial \theta^5} \right), \\ N_\theta &= -\frac{D}{a^4} \left(\frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} + \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \theta^6} \right), \quad \frac{\partial S}{\partial \theta} = -\frac{Eh}{a^2} \frac{\partial^3 \Phi}{\partial x^3}, \quad \frac{\partial S}{\partial x} = \frac{Eh^2}{a^2} \left(\frac{\partial^3 \Phi}{\partial \theta^3} + 2 \frac{\partial^5 \Phi}{\partial \theta^5} + \frac{\partial^7 \Phi}{\partial \theta^7} \right). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Разрешающее дифференциальное уравнение для функции напряжений

$$\frac{\partial^4 \Phi}{\partial x^4} + \xi^2 \left(\frac{\partial^8 \Phi}{\partial \theta^8} + 2 \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \theta^6} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} \right) = 0. \quad (3)$$

Решение для функции напряжений Φ отыскиваем в виде разложения в ряд Фурье

$$\Phi(x, \theta) = \sum_{k=1}^{\infty} \Phi_k(x) \cdot \cos k\theta. \quad (4)$$

Подставим решение (4) в уравнение (3), получим последовательность дифференциальных уравнений $\Phi_k (K=2; 4; \dots)$: $\Phi_k^{(4)}(x) + 4m_k^4 \Phi_k(x) = 0$, (5)

где $m_k = K \sqrt{\xi \left(\frac{k^2 - 1}{2} \right)}$, ($k = 1; 2; 3 \dots$).

Решение уравнений (5) представим в виде линейной комбинации функций Крылова

$$\Phi_k(x) = C_{1k} K_1(m_k x) + C_{2k} K_2(m_k x) + C_{3k} K_3(m_k x) + C_{4k} K_4(m_k x), \quad (6)$$

Коэффициенты $C_{ik} (i = 1, 2, 3, 4)$ определяются из граничных условий:

$$N_{x(x=0)} = 0, \quad N_{x(x=q)} = 0, \quad v_{(x=q)} = 0. \quad (7)$$

При $x=0$ нормальные смещения w оболочки и зубчатого венца одинаковы. В качестве расчетной модели зубчатого венца примем кольцо шириной b_l и толщиной h_l , испытывающее плоскую деформацию. Уравнения равновесие элемента кольца (рис. 3):

$$\sum y = dN_\theta^* + Sa d\theta + Q_\theta^* d\theta = 0; \quad \sum z = dQ_\theta^* - N_\theta^* d\theta + q_n^* a d\theta = 0; \quad \sum M_x = dM - Q_\theta^* a d\theta = 0; \quad (8)$$

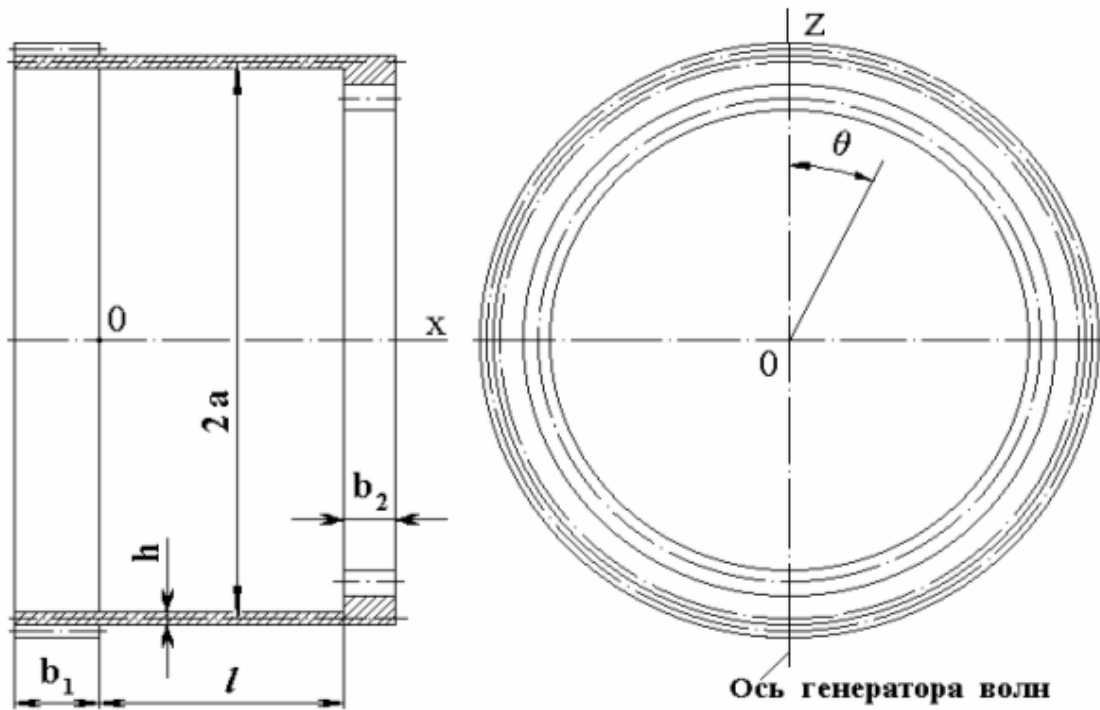


Рис. 1. Гибкое колесо

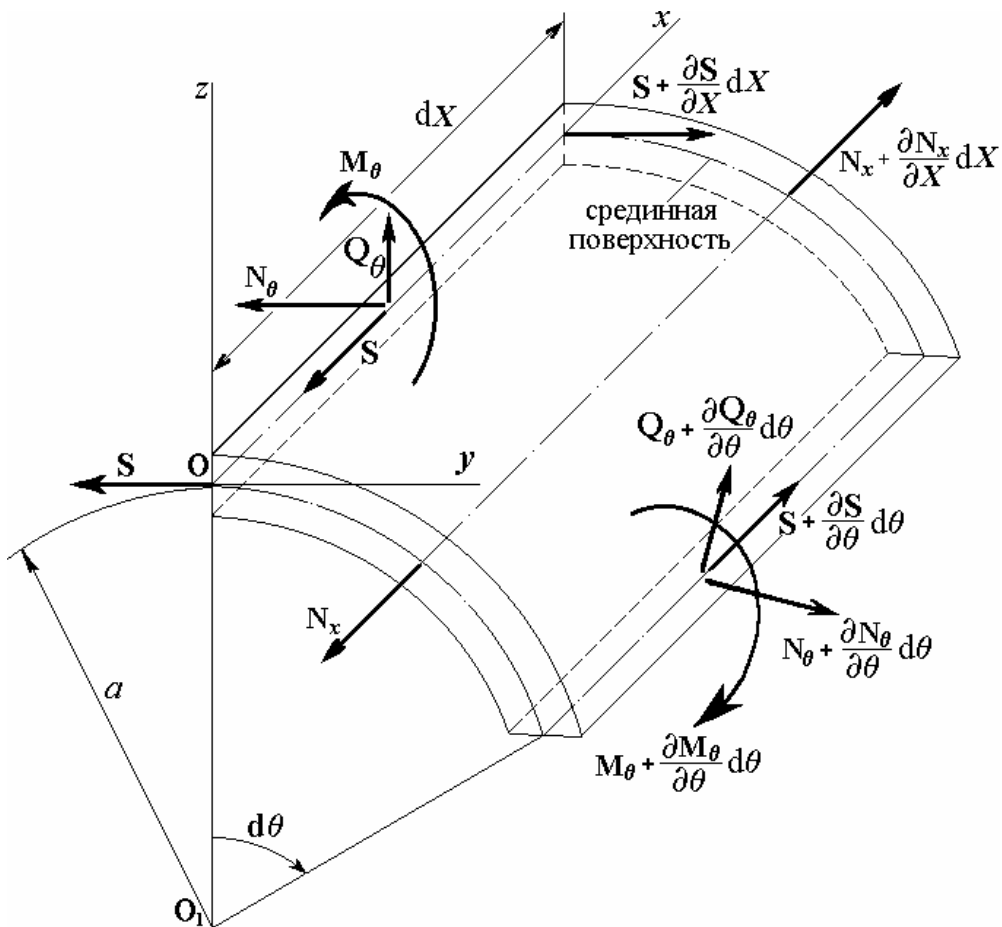


Рис. 2. Силовые факторы приложенные к элементу оболочки

Из условий (8) получим уравнение связи внешних и внутренних силовых факторов:

$$\frac{d^3 M_\theta^*}{d\theta^3} + \frac{dM_\theta^*}{d\theta} + a^2 S = -a^2 \frac{dq_n^*}{d\theta}. \quad (9)$$

Изгибающий момент M_θ связан с изменением кривизны кольца

$$M_\theta^* = -\frac{EJ_{x_0}}{a^2} \left(w + \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right). \quad (10)$$

Подставим значение M_θ^* (10) в равенство (9), получим уравнение упругости кольца

$$S - \frac{EJ_{x_0}}{\alpha^4} \left(\frac{d^5 w}{d\theta^5} + 2 \frac{d^3 w}{d\theta^3} + \frac{dw}{d\theta} \right) = -\frac{dq_n^*}{d\theta}. \quad (11)$$

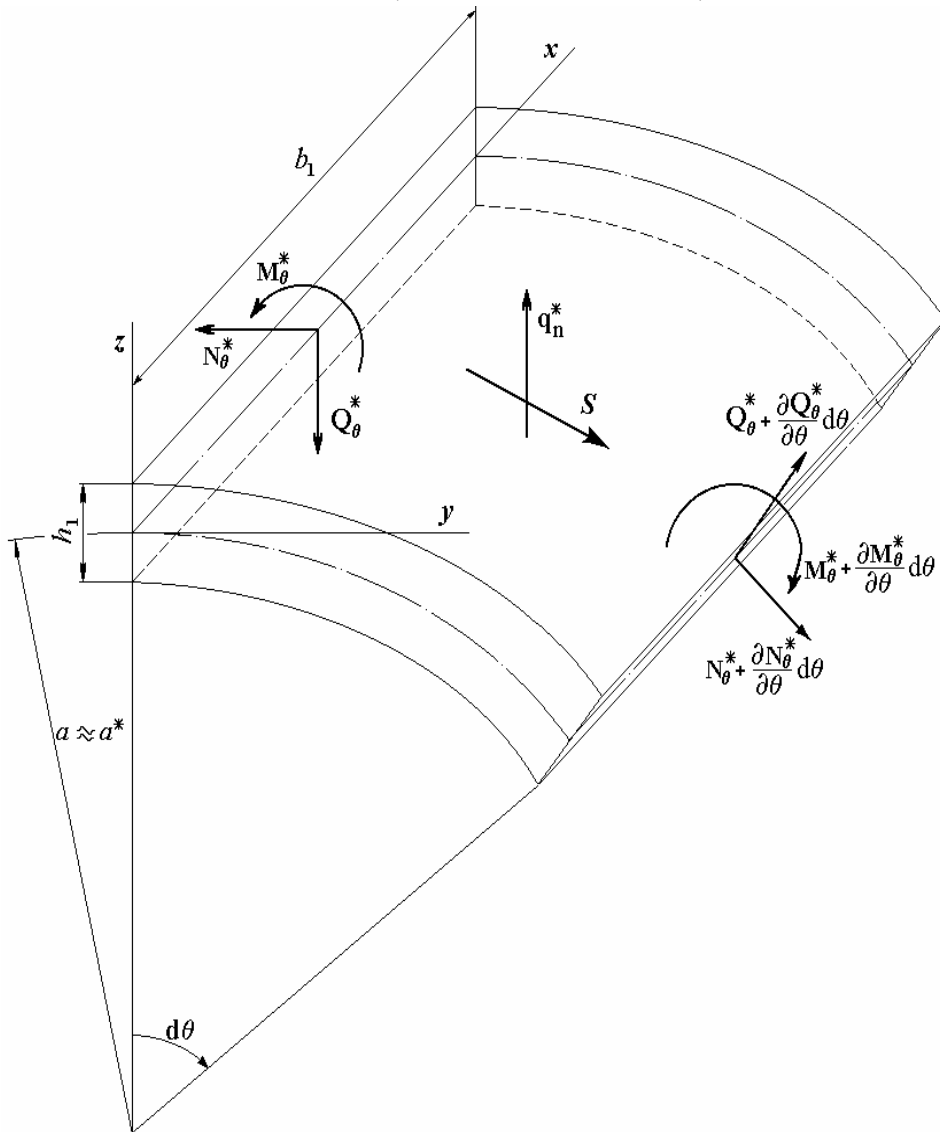


Рис. 3 Силовая схема расчётной модели зубчатого венца

Через функцию Дирака δ заменим нагрузку q_n^* противоположно направленными силами P

$$q_n^* = \frac{P}{\alpha} [\delta(\theta) + \delta(\theta + \pi)], \quad \delta(\theta) = \alpha_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \alpha_k \cos k\theta. \quad (12)$$

Найдем коэффициенты ряда Фурье: $\alpha_0 = \frac{1}{2\pi}$, $a_k = \frac{1}{\pi}$, получим представления δ -функции

$$\delta(\theta) = \frac{1}{2\pi} \left(1 + 2 \sum_{k=1}^{\infty} \cos k\theta \right), \quad \delta(\theta + \pi) = \frac{1}{2\pi} \left(1 + 2 \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k \cos(k\theta) \right). \quad (13)$$

С помощью δ -функции выразим нагрузку q_n^* (12) и её производную

$$q_n^* = \frac{P}{\pi\alpha} \left(1 + 2 \sum_{k=2,4,6,\dots}^{\infty} \cos k\theta \right), \quad \frac{dq_n^*}{d\theta} = -\frac{2P}{\pi\alpha} \cdot \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} k \cdot \sin k\theta. \quad (14)$$

Подставим производную нагрузки q_n^* в уравнение упругости кольца (11), получим $4^{\text{е}}$ граничное условие в сечении $x=0$ для определения коэффициентов C_{1k} , C_{2k} , C_{3k} , C_{4k}

$$S - \frac{EJ_{x_0}}{\alpha^4} \left(\frac{d^5 w}{d\theta^5} + 2 \frac{d^3 w}{d\theta^3} + \frac{dw}{d\theta} \right)_{x=0} = \frac{2P}{\pi a} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} k \sin k\theta, \quad (15)$$

Из выражений (4) и (6) представим функцию напряжений:

$$\Phi(x, \theta) = \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} [C_{1k} K_1(m_k x) + C_{2k} K_2(m_k x) + C_{3k} K_3(m_k x) + C_{4k} K_4(m_k x)] \cos k\theta. \quad (16)$$

Согласно выражению (15), при нечётном k в формуле (16) коэффициенты: $C_{1k} = C_{2k} = C_{3k} = C_{4k} = 0$

$$C_{1k} = -\frac{a \cdot \Delta}{R_{\Delta}} \frac{\operatorname{ch}(2m_k q) - \cos(2m_k q)}{\left\{ A \cdot k \cdot \sqrt{k^2 - 1} \cdot [\operatorname{ch}(2m_k q) - \cos 2m_k q] + [\operatorname{sh}(2m_k q) - \sin(2m_k q)] \right\}} \cdot \frac{1}{k(k^2 - 1)^{3/2}},$$

$$C_{3k} = 0, \quad C_{2k} = \frac{a \cdot \Delta}{R_{\Delta}} \frac{\operatorname{sh}(2m_k q) + \sin(2m_k q)}{\left\{ A \cdot k \cdot \sqrt{k^2 - 1} \cdot [\operatorname{ch}(2m_k q) - \cos 2m_k q] + [\operatorname{sh}(2m_k q) - \sin(2m_k q)] \right\}} \cdot \frac{1}{k(k^2 - 1)^{3/2}},$$

$$C_{4k} = -\frac{2a \cdot \Delta}{R_{\Delta}} \frac{\operatorname{sh}(2m_k q) - \sin(2m_k q)}{\left\{ A \cdot k \cdot \sqrt{k^2 - 1} \cdot [\operatorname{ch}(2m_k q) - \cos 2m_k q] + [\operatorname{sh}(2m_k q) - \sin(2m_k q)] \right\}} \cdot \frac{1}{k(k^2 - 1)^{3/2}},$$

$$\text{где } \Delta = \frac{B}{a} \sum_{k=2,4,6,\dots}^{\infty} \frac{k[\operatorname{ch}(2m_k q) - \cos(2m_k q)]}{\left\{ A \cdot k \cdot \sqrt{k^2 - 1} \cdot [\operatorname{ch}(2m_k q) - \cos 2m_k q] + [\operatorname{sh}(2m_k q) - \sin(2m_k q)] \right\} \cdot (k^2 - 1)^{3/2}},$$

$$R_{\Delta} = \sum_{k=2,4,6,\dots}^{\infty} \frac{k[\operatorname{ch}(2m_k q) - \cos(2m_k q)]}{\left\{ A \cdot k \cdot \sqrt{k^2 - 1} \cdot [\operatorname{ch}(2m_k q) - \cos 2m_k q] + [\operatorname{sh}(2m_k q) - \sin(2m_k q)] \right\} \cdot (k^2 - 1)^{3/2}},$$

$$A = \left(\frac{h_1}{h} \right)^3 \cdot \frac{b_1}{a} \sqrt{2\xi}, \quad B = \frac{2Pa \sqrt{2\xi}}{\pi Eh \xi^2}, \quad P = \frac{\pi Eh \xi^{3/2} \Delta \cdot \sqrt{2}}{4R_{\Delta}}.$$

Силловые факторы:

$$N_X = -\frac{2E\Delta\xi^2\sqrt{3}}{R_{\Delta}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{k \cos k\theta \cdot \{ \operatorname{sh}[m_k(2q-x)] \sin(m_k x) - \operatorname{sh}(m_k x) + \sin[m_k(2q-x)] \}}{\sqrt{k^2 - 1} \left\{ Ak\sqrt{k^2 - 1} [\operatorname{ch}(2m_k q) - \cos 2m_k q] + [\operatorname{sh}(2m_k q) - \sin(2m_k q)] \right\}},$$

$$M_{\theta} = \frac{E \cdot a \cdot \Delta \cdot \xi^3 \sqrt{3}}{2AR_{\Delta}} \left(\theta^2 - \pi|\theta| + \frac{\pi^2}{24} \right) + \frac{2E \cdot a \cdot \Delta \cdot \xi^3 \sqrt{3}}{AR_{\Delta}} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k\theta}{k^2(k^2 - 1)} - \frac{2E \cdot a \cdot \Delta \cdot \xi^3 \sqrt{3}}{A^2 R_{\Delta}} \times$$

$$\times \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{[sh(2m_k q) - \sin(2m_k q)] \cos k\theta}{\left\{ [ch(2m_k q) - \cos 2m_k q] + \frac{[sh(2m_k q) - \sin(2m_k q)]}{Ak \sqrt{k^2 - 1}} \right\} k (k^2 - 1)^{3/2}},$$

$$N_{\theta(x>0)} = -\frac{2E \cdot \Delta \cdot \xi^3 \sqrt{3}}{R_{\Delta} \cdot A} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{k^2 \cos k\theta \{ ch[m_k(2q-x)] \cos(m_k x) - ch(m_k x) \cos[m_k(2q-x)] \}}{(k^2 - 1) \left\{ [ch(2m_k q) - \cos(2m_k q)] + \frac{[sh(2m_k q) - \sin(2m_k q)]}{Ak \sqrt{k^2 - 1}} \right\}},$$

$$N_{\theta(x=0)} = \frac{E \cdot \Delta \cdot \xi^3 \sqrt{3}}{R_{\Delta} \cdot A} - \frac{2E \cdot \Delta \cdot \xi^3 \sqrt{3}}{R_{\Delta} \cdot A} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos k\theta}{k^2 - 1} + \frac{2E \cdot \Delta \cdot \xi^3 \sqrt{3}}{R_{\Delta} \cdot A^2} \times$$

$$\times \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{k \cos k\theta [sh(2m_k q) - \sin(2m_k q)]}{(k^2 - 1)^{3/2} \left\{ [ch(2m_k q) - \cos(2m_k q)] + \frac{[sh(2m_k q) - \sin(2m_k q)]}{Ak \sqrt{k^2 - 1}} \right\}},$$

$$S = \frac{E \cdot \xi^{5/2} \cdot \Delta \sqrt{6}}{AR_{\Delta}} \cdot \left\{ \begin{array}{l} -\left(\frac{\pi + \theta}{4} + \frac{\theta}{2}\right) \theta \in [-\pi; 0] \\ \left(\frac{\pi - \theta}{4} - \frac{\theta}{2}\right) \theta \in [0; \pi] \end{array} \right. + \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\sin k\theta}{(k + \sqrt{k^2 - 1}) \sqrt{k^2 - 1}} - \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{\sin k\theta}{k(k^2 - 1)} \right\} \times$$

$$\times \frac{1 - Ake^{-2m_k q} \sqrt{k^2 - 1} [2 \cos(2m_k q)] - \left[\left(1 - \frac{1}{Ak \sqrt{k^2 - 1}}\right) \sin(2m_k q) \right] - \left(2 - \frac{1}{Ak \sqrt{k^2 - 1}}\right) e^{-2m_k q}}{\left(1 + \frac{1}{Ak \cdot \sqrt{k^2 - 1}}\right) - 2e^{-2m_k q} \cdot \left[\cos(2m_k q) + \frac{\sin(2m_k q)}{Ak \cdot \sqrt{k^2 - 1}} \right] + e^{-4m_k q} \left(1 - \frac{1}{Ak \cdot \sqrt{k^2 - 1}}\right)}$$

Силловые факторы определяют напряжённое состояние оболочки и максимальные напряжения:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{h}; \quad \sigma_{\theta} = \frac{|N_{\theta}|}{h} + \frac{6|M_{\theta}|}{h^2}; \quad \tau = \frac{|S| + |S_0|}{h} = \tau' + \tau_0, \quad \text{где } S_0 = \frac{M_{кр}}{2\pi a^2}.$$

Расчеты выполнялись для гибких колёс волновых зубчатых редукторов привода рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500 и привода поворота передвижного миксера МП-600АС. Расчет проводился в двух вариантах: для реальных редукторов и для редукторов с уменьшенной в два раза толщиной оболочки при неизменных остальных параметрах, где $q = \frac{l}{a}$ - безразмерная длина оболочки.

ЗАО «НКМЗ» обладает достаточно высоким научно – производственным потенциалом, позволяющим выпускать наукоёмкую высокотехнологичную продукцию. Производственный участок сборки крупных волновых зубчатых редукторов показан на рис. 4.



Рис. 4. Производство крупных волновых зубчатых редукторов на ЗАО «НКМЗ»

Выводы:

1. Как показали результаты расчётов, главные напряжения принимают максимальные значения на стыке оболочки и зубчатым венцом.

2. Определяющими оказались нормальные напряжения на внутренней σ_{θ_1} и внешней σ_{θ_3} поверхностях оболочки гибкого колеса.

3. Для гибкого колеса редуктора привода рудоразмольной мельницы:
 ($h = 13,5 \text{ мм}$) $\sigma_{\theta_1} = -77 \text{ МПа}$, $\sigma_{\theta_3} = 84 \text{ МПа}$; ($h = 6,75 \text{ мм}$) $\sigma_{\theta_1} = -25,2 \text{ МПа}$, $\sigma_{\theta_3} = 25,9 \text{ МПа}$.

4. Для гибкого колеса редуктора привода поворота передвижного миксера:
 ($h = 14 \text{ мм}$) $\sigma_{\theta_1} = -56 \text{ МПа}$, $\sigma_{\theta_3} = 60 \text{ МПа}$; ($h = 7 \text{ мм}$) $\sigma_{\theta_1} = -18,9 \text{ МПа}$, $\sigma_{\theta_3} = 19 \text{ МПа}$.

5. С уменьшением толщины оболочки гибкого колеса нормальные напряжения снижаются, касательные – возрастают.

6. Расхождение результатов теоретических и экспериментальных исследования не превышает 8%.

7. Условие оптимизации конструкции гибкого колеса по критериям долговечности и несущей способности представлено в виде неравенства: $\left| \sigma_{\theta_{1,3}} \right|_{\max} < \tau_{\max}$.

Список литературы: 1. Гварамадзе Н.В. Расчёт венца гибкого колеса волновой зубчатой передачи на прочность // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1970. – С. 114 – 130. 2. Крахин О.И. Напряжённое состояние гибкого стакана волновых передач

// Волновые передачи: Сб. тр.– М.: Станкин, 1970. – С. 90 - 113. **3.** Крахин О.И. Исследование влияния утолщения обода под зубчатым венцом на напряжённое и деформированное состояние гибкого стакана волновой передачи // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин. - 1970. - С.140 - 149. **4.** Колесник А.И. Расчёт деформированного состояния зубчатого венца гибких колёс волновых передач // Волновые передачи: Сб. тр. - М.: Станкин, 1970. - С. 185 - 191. **5.** Синкевич Ю.Б. Анализ напряжённого состояния гибкого колеса - кольца волновой передачи//Волновые передачи: Сб. тр.–М.:Станкин, 1970.– С. 192 – 202. **6.** Тимошенко С.П. Сопротивление материалов.- М.: «Наука», 1965.- 480 с. **7.** Гварамадзе Н.В. Теоретические исследования распределения нагрузки между зубьями волновых передач//Волновые передачи: Сб. тр.–М.: Станкин, 1970.–С. 70–89. **8.** Косов М.Г. Некоторые контактные задачи теории упругости применительно к телам повышенной изгибной податливости// Волновые передачи: Сб. тр.– М.: Станкин, 1970.– С. 212– 229. **9.** Мухелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости.- М.: «Наука», 1966.- 254 с. **10.** Рябов В.И. К вопросу о прочности гибкого элемента волновой передачи // Труды научн. конф. по итогам НИР Марийского гос. техн. ун-та.- Секц. Технол., оборуд., конструкции, механика, материалы.- Марийск. гос. техн. ун-т. Йошкар - Ола. - 2000. - С. 26. - Деп. в ВИНТИ 29.06.2000, № 1845-В2000. **11.** Лейбензон Л.С. Вариационные методы решения задач теории упругости.- М.: Гостехиздат, 1943.- 217 с. **12.** Тимошенко С.П., Войновский - Кригер С. Пластинки и оболочки.-М.:«Наука», 1966.- 635 с. **13.** Косов М.Г., Королёв В.А. Расчёт напряжённо - деформированного состояния колоколообразной оболочки герметичной волновой передачи // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1978. – Вып. 4. - С. 21 - 62. **14.** Пугачёв И.А. Определение статических нагрузок, действующих на зубчатых передачах, при одновременном зацеплении нескольких пар зубьев // Труды ЦИАМ. - 1962. - № 253.- С. 27 –32. **15.** Руденко В.Н. К расчёту гибких элементов герметичных волновых передач // Механизмы горных машин. - М.: «Недра».- 1966.- С. 21 – 27. **16.** Ting L., Yuan S.W. On Radial Deflection of a Cylinder Finite Length With Various End Conditions «Journal of the Aeronautical», «Sciences», V. 25, № 4, 1958. **17.** Косова Н.В., Цейтлин Н.И. Исследование напряжённого состояния зубчатого венца гибкого колеса волновой передачи // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1975. – С. 88 – 98.

Сдано в редакцию 24.05.07

СИНЕРГЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛА ПРИ РЕЗАНИИ

Христафорян С.Ш., Христафорян Э.С., Тер-Петросян А.Т., Артунян А.В.
(ГИУА, HARVAL ENGINEERING, г. Ереван, Республика Армения)

The physical model of shift in the region of cutting, based on the principles of self-organizing material structures in the space of the compressive stresses, is developed on the basis of the special features of the process of the plastic deformation of material in the region of cutting. The developed model makes it possible to give the adequate description of all processes of the plastic deformation of material structures.

Теория резания пока не обладает адекватной физической моделью, описывающей процесс стружкообразования, и прогнозировать, тем более, управлять процессом образования структуры стружки при пластическом деформировании материала (ПДМ) методами резания нет возможности, а известные приближенные модели этого процесса (сдвиг по плоскости, вееру плоскостей и др.) исчерпали себя решив ограниченное чис-