

Рисунок 11 – Окружные напряжения  $\sigma_\theta$  (МПа) на внешней поверхности оболочки гибкого колеса волнового редуктора ВЗ-1120А рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500, объёмом 160м<sup>3</sup>, массой загружаемой руды 220т, в зависимости от расстояния X до зубчатого венца, при различных фиксированных значениях угла отклонения от большой оси генератора волн  $\theta$  при нагрузке  $M_2=4 \cdot 10^5$  Н·м

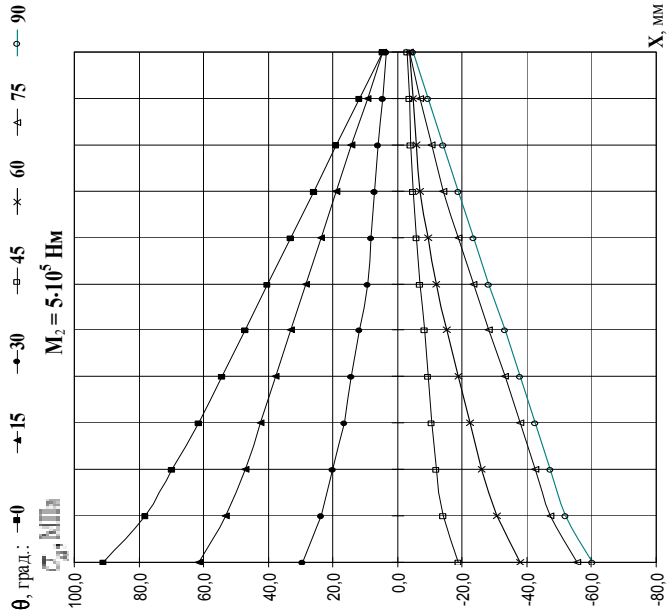


Рисунок 12 – Окружные напряжения  $\sigma_\theta$  (МПа) на внешней поверхности оболочки гибкого колеса волнового редуктора ВЗ-1120А рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500, объёмом 160м<sup>3</sup>, массой загружаемой руды 220т, в зависимости от расстояния X до зубчатого венца, при различных фиксированных значениях угла отклонения от большой оси генератора волн  $\theta$  при нагрузке  $M_2=5 \cdot 10^5$  Н·м

УДК 621.833

**В.Н. ТКАЧЕНКО**, к.т.н., доцент каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ", Харьков

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ГИБКОМ КОЛЕСЕ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ДИСКОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ

В статье приводятся результаты исследования влияния вращающегося момента на выходе волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн на напряжения изгиба в зубчатом венце гибкого колеса. Проанализировано влияние угла охвата дисков генератора гибким колесом.

У статті наведені підсумки досліджень впливу обертаючого моменту на виході хвильової зубчатої передачі з дисковим генератором хвиль на напруження згину в зубчастому вінці гнучкого колеса. Проаналізовано вплив кута охоплення дисків генератора гнучким колесом.

In article presents the results of investigations of the influence of torque at the output of the wave gear drive with a disk generator waves at the tension in the flexibly wheels. The influence of the initial angle of coverage of the generator flexible wheel drive.

Измерение деформированного состояния гибкого колеса производилось при частоте вращения ведущего вала  $1,667\text{с}^{-1}$  и нагрузочных моментах на ведомом валу редуктора  $M_2=(0,2; 0,5; 1,5; 3; 4; 5) \times 10^5$  Н·м. По данным экспериментальных исследований определены компоненты деформации внешней поверхности гибкого колеса: вдоль образующей  $\varepsilon_x$ ; в окружном направлении  $\varepsilon_\theta$  под углом  $45^\circ$  к направлениям X и  $\theta$ ,  $\varepsilon_{45^\circ}$ . Результирующими оказались окружные напряжения  $\sigma_\theta$ , представленные на графиках (рисунки 7-12).

Расхождения полученных данных теоретических и экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния гибкого колеса волновой передачи не превышают 6%, что свидетельствует о достоверности результатов выполненных исследований.

Выполненные исследования позволяют уточнить деформации гибкого колеса под действием генератора волн, что необходимо для устранения интерференции зубьев и оптимизации соотношения параметров крупных волновых зубчатых передач. На основании полученных результатов выполненных исследований, в целях совершенствования конструктивных факторов гибкого колеса по критериям несущей способности и ресурса работы, рекомендовано снизить толщину гибкого колеса на 25...30%.

**Список литературы:** 1. Цейтлин Н.И., Михеев М.Б. Определение податливости диафрагмы гибкого колеса – стакана волновой зубчатой передачи // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1978. – Вып.4. – С.153-165. 2. Шувалов С.А., Горелов В.Н. Исследование напряжений в гибком зубчатом венце методом конечных элементов // Вестник машиностроения. – 1983. – №1. – С.10-12. 3. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. – Л.: Машиностроение, 1969. – 160с. 4. Ковалёв Н.А. Общие основы теории передач гибкими колёсами // Машиноведение. – 1977. – №5. – С.59-65. 5. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Волновые зубчатые передачи. – К.: Техника, 1976. – 224с. 6. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981. – 184с.

Поступила в редколлегию 24.04.12

Напряжения от изгиба зубчатого венца гибкого колеса волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн деформации существенно зависят от величины крутящего момента на выходном валу передачи. В отличие от генератора волн принудительной деформации, в волновой передаче с дисковым генератором гибкое колесо входит в контакт с поверхностями дисков по части периметра гибкого колеса, а не по всему периметру. При закручивании гибкого колеса крутящим моментом изменение первоначальной формы радиальной деформации  $W(\theta)$  значительно больше, чем в передаче с генератором принудительной деформации. В результате этого экстремальные напряжения, возникающие в зубчатом венце на вершине и впадине волны от его деформации генератором волн –  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  существенно возрастают с увеличением передаваемого крутящего момента. Вычислить эти напряжения можно, если известна зависимость радиальных перемещений  $W(\theta)$  по периметру зубчатого венца гибкого колеса.

Аналитическое определение указанной зависимости  $W(\theta)$  связано с необходимостью учета многих факторов, в том числе и износа рабочих поверхностей зубьев гибкого и жесткого колес, что существенно влияет на точность конечных результатов.

Экспериментальное определение радиальных перемещений [1] проводилось для волновых зубчатых передач с вариацией угла охвата диска генератора волн гибким колесом и при различных величинах передаваемых крутящих моментов. Кроме того, испытывались передачи с различными относительными толщинами гибкого колеса в диапазоне изменения  $h/d$  от 0,008 до 0,0144. Здесь  $h$  и  $d$  – толщина и внутренний диаметр гибкого колеса.

Вычисление напряжений изгиба с последующей проверкой полученных результатов расчетом тензометрированием позволили установить зависимости этих напряжений от величины приложенного к гибкому колесу крутящего момента, и от величины начального угла охвата дискового генератора гибким колесом.

По результатам расчетов и тензометрирования были построены соответствующие графики (рисунки 1 и 2). Полученные зависимости позволяют определять напряжения  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  при различных величинах крутящих моментов на выходе волновой передачи в передачах с углами охвата генератора волн гибким колесом от  $40^\circ$  до  $75^\circ$ .

Для того чтобы графики на рисунках 1 и 2 можно было использовать при расчетах передач различных размеров, степень формоизменения гибкого колеса под нагрузкой надо оценивать не по абсолютному  $T$ , а по относительному, безразмерному крутящему моменту  $\bar{T} = 4T/d^2h \cdot E$ . Соотношение  $h/d$  испытываемой передачи по рекомендациям [2]. Здесь  $d$  – диаметр гибкого колеса,  $h$  – его толщина,  $E$  – модуль упругости.

Степень влияния передаваемого момента на напряжения  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  уменьшается с увеличением угла охвата дисков генератора волн гибким колесом, что можно объяснить увеличением длины линии контакта гибкого колеса с дисками.

На рисунках  $\bar{\sigma} = \sigma(\bar{T})/\sigma_0$  – относительные напряжения изгиба,  $\sigma(T)$  – напряжения, как функция от крутящего момента на выходе передачи,  $\sigma_0$  – напряжения от изгиба колеса генератора волн.

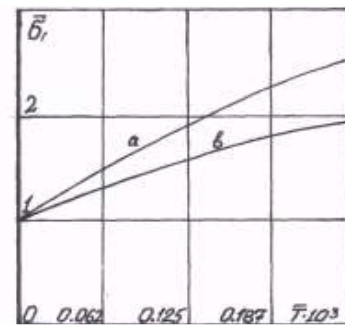


Рисунок 1 – Зависимость  $\bar{\sigma}_1$  от  $\bar{T}$

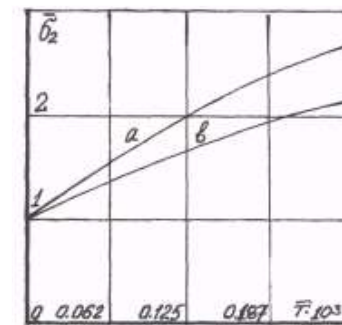


Рисунок 2 – Зависимость  $\bar{\sigma}_2$  от  $\bar{T}$

Тензорезистивные датчики на гибком колесе располагались на расстоянии 3...5мм от зубчатого венца, а замеры радиальных перемещений проводились на сферформированном генератором волн торце гибкого колеса.

Переменная изгибная жесткость зубчатого венца в окружном направлении приводит к росту напряжений. Очевидно, что, начиная с какой-то высоты зуба, его вершина перестает эффективно участвовать в деформации изгиба зубчатого венца. Исследования, проведенные поляризационно-оптическим методом [3] и послойным сошлифовыванием вершин зубьев [4], показали, что в изгибе зубчатого венца эффективно участвует высота зуба на уровне  $(0,5 \dots 0,45)t$ , где  $t$  – модуль зуба.

Влияние переменной изгибной жесткости учитывается коэффициентом  $K_{жс}$ , так, что  $\sigma_{зуб} = \sigma \cdot K_{жс}$ .

Для проверки гибкого зубчатого колеса на изгибную выносливость следует учитывать эффект концентрации напряжений во впадинах между зубьями венца гибкого колеса по методике [5].

По предлагаемой методике были рассчитаны напряжения в гибком колесе волновой передачи с дисковым генератором волн деформации, отличающейся от испытанных передач как по диаметру гибкого колеса, так и по относительной толщине в пределах рекомендаций [2]. Предлагаемые графики получены для гибких колес диаметром  $d=185$ мм. Рассчитываемая передача с внутренним диаметром гибкого колеса 118мм.

Удовлетворительное совпадение результатов с относительной погрешностью до 14% дает основание рекомендовать их для определения напряжений в гибком колесе волновой передачи с дисковым генератором волн под нагрузкой.

**Список литературы:** 1. Ткаченко В.Н. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния гибкого колеса волновой зубчатой передачи под нагрузкой // Тр. 9-й Междунар. научно-техн. конф. "Физические и компьютерные технологии. – Харьков, 2004 – 154с. 2. Волновые механические передачи. Методические рекомендации. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1976. – 81с. 3. Динович М.Я. и др. Жесткость обода прямозубого цилиндрического зубчатого колеса // Вестник машиностроения. – 1975 – №6 – С.30-35 4. Ткаченко В.Н. и др. Определение напряжений изгиба в зубчатом венце гибкого колеса волновой передачи // Сборник "Детали машин". – Вып.29. – Киев, 1979. – С.60-63. 5. Ткаченко В.Н. Анализ методик расчетов выносливости гибких зубчатых колес волновых передач // Вестник НТУ "ХПИ". – 2007. – №17. – С.85-88.

Поступила в редколлегию 04.04.12