

Н.Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопровильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.09. – Харьков, 2011. – 203с. **6.** Ткачук А.Н., Мовшиович И.Я., Ткачук Н.А. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм // КШП. ОМД. – М.: ООО "Тисо Принт", 2009. – №12. – С.25-32. **7.** Ткачук А.Н., Мовшиович И.Я., Ткачук Н.А. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм (продолжение) // КШП. ОМД. – М.: ООО "Тисо Принт", 2012. – №1. – С.19-28. **8.** Ткачук Н.Н., Ткачук Н.А. Моделирование контактного взаимодействия плоского штампа с полупространством // Кузнечно-штамповочное производство. – 2012. – №10. – С.11-17. **9.** Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 303с. **10.** Александров В.М., Чебаков М.И. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости. – М.: Физматлит, 2004. – 304с. **11.** Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит.-ры, 1988. – 712с. **12.** Васильев К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. – М.: Мир, 1987. – 542с. **13.** Фикера Г. Теоремы существования в теории упругости / Г. Фикера. – М.: Мир, 1974. – 159с. **14.** Дюво Г. Неравенства в механике и физике / Г. Дюво, Ж.-Л. Лионс. – М.: Наука, 1980. – 383с. **15.** Киндерлерер Д. Введение в вариационные неравенства и их приложения / Д. Киндерлерер, Г. Стампакья. – М.: Мир, 1983. – 256с. **16.** Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336с. **17.** Демкин Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 228с.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 539.3

Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов / Н.Б. Скрипченко, Н.Н. Ткачук, Н.А. Ткачук, Д.С. Мухин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.129-138. – Бібліогр.: 17 назв.

Поставлена і вирішена задача про взаємодію гладких та шорстких тіл. Задача зведена до граничного інтегрального рівняння. Вплив шорсткості моделюється за допомогою пружної основи Вінклера.

Ключові слова: контактна взаємодія, метод граничних елементів.

The problem of the interaction of smooth and roughness bodies was formulated and solved. The problem is calculated by boundary integral equation. The effect of roughness is modeled by Winkler elastic foundation.

Keywords: contact interaction, boundary element method.

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., проф., главный инженер проекта
ПАО "НКМЗ", Краматорск;

Г.С. СУКОВ, к.э.н., генеральный директор ПАО "НКМЗ";

М.Г. СУКОВ, заместитель директора ПМ и ШПО ПАО "НКМЗ"

УСТРАНЕНИЕ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ ЗУБЬЕВ В КРУПНОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Представлены наиболее актуальные вопросы повышения нагрузочной способности волновых зубчатых передач применительно к тяжелому машиностроению. При передаче больших по величине вращающих моментов и малом модуле зубьев, деформации гибкого колеса выходят далеко за пределы установленных зазоров в зубчатом зацеплении с малым модулем зубьев. Это приводит к негативным явлениям, таким как интерференция, заклинивание и проскок зубьев в зацеплении, активизирующимся с повышением нагрузки. Выполненные исследования позволили устранить интерференцию, заклинивание и проскок зубьев в зацеплении крупных волновых передач и многократно повысить их нагрузочную способность.

Ключевые слова: волновая передача, интерференция, проскок, заклинивание зубьев.

Введение. Ограниченная жесткость гибкого колеса, является основной причиной позиционных отклонений зубьев под нагрузкой. При больших крутящих моментах величина отклонений, как правило, превышает зазоры в зубчатом зацеплении волновой передачи, вызывая интерференцию зубьев. Пред-

© В.М. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков, 2013

ставим новые решения оптимизации конструкции крупных волновых передач, основанные на результатах выполненных исследований и опытных данных промышленной эксплуатации крупных волновых редукторов.

На входе зубьев в зацепление по заднему торцу зубчатого венца зазоры имеют минимальные значения. В зоне большой оси генератора волн имеют место отрицательные зазоры по переднему торцу зубчатого венца гибкого колеса. У крупных волновых передач зазоры на переднем торце зубчатого венца гибкого колеса в зоне большой оси генератора становятся отрицательными, что свидетельствует об интерференции зубьев. Небольшой "натяг" зубьев в зацеплении компенсируется податливостью гибкого колеса и положительными допусками на боковые зазоры. На входе в зацепление зубья работают задней стороной, а в зоне большой оси – передней стороной. Зазоры уменьшаются от границы входа в зацепление к большой оси генератора волн. Для устранения негативного влияния перекосов зубьев целесообразно распространять зону зацепления в пределах до 30°...35° в каждую сторону от большой оси генератора волн. С ростом передаточного отношения расширяется поле зацепления, что способствует интерференции зубьев и падению к.п.д.

В тяжело нагруженных волновых передачах на относительное положение зубьев влияет ряд негативных факторов: растяжение и закручивание гибкого колеса, изменения формы и размеров его деформации, прогиб зубьев, деформация жесткого колеса. Отклонения зубьев гибкого колеса могут превысить допустимые значения боковых зазоров в зацеплении и вызвать интерференцию зубьев. Консольное закрепление гибкого колеса, под действием генератора волн и большого по величине вращающего момента, усиливает сложные деформации гибкого колеса, вызывая значительные отклонения зубьев от теоретически заданного положения. Критические величины отклонений зубьев гибкого колеса наблюдаются в наиболее опасных местах – на входе и выходе из зацепления. Здесь интерференция зубьев приобретает максимальные значения и вызывает падение к.п.д., заклинивание или проскок зубьев при критических значениях нагрузочных моментов. Известны попытки устранения интерференции зубьев путем их модификации, применением зацепления с широкой впадиной, коррекцией зубьев [1]. Известные решения удовлетворяют техническим требованиям волновых зубчатых передач с небольшими нагрузочными моментами до 5000Н·м.

С увеличением передаваемых вращающих моментов возрастает деформация гибкого колеса, повышается уровень интерференции зубьев, падает к.п.д., наступает заклинивание или проскок зубьев. Проскок зубьев имеет место только в крупных волновых передачах, где масштабный фактор вызывает качественные изменения конструкции волновых передач.

Модификация зубьев, используемая в наиболее изученных волновых передачах, не устраняет проскок зубьев. Применение нестандартного режущего инструмента для модифицированных зубьев усложняет технологию производства, снижает точность, требует дополнительных финансовых расходов.

Использование известных технических решений для устранения интерференции зубьев, применительно к крупным волновым передачам, не эффективно. В одном случае влияние масштабного фактора нейтрализует предпринимемые меры, а в другом – существенно снижается нагрузочная способность волновой передачи. Отсутствие геометрического подобия крупных и небольших волновых передач усиливает негативное влияние масштабного фактора на интерференцию зубьев. Кроме того, в крупных волновых передачах отклонения зубьев гибкого колеса от теоретически заданного

положения в условиях нагрузки многократно выше, чем у небольших волновых передач, а размеры зубьев и зазоры в зубчатом зацеплении могут быть соизмеримы.

Содержание исследований. Исследование зазоров в зубчатом зацеплении показало наличие интерференции зубьев. С ростом нагрузки интерференция зубьев увеличивается и устранить ее известными методами на ПАО "НКМЗ" не удалось [2-7]. Для исключения интерференции зубьев разработаны новые технические решения, учитывающие конструктивные особенности крупных волновых передач (рисунки 1-3).

В волновых редукторах привода перефутеровки рудоразмольных мельниц МГР 5500×7500 ПАО "НКМЗ" число зубьев на гибком колесе $Z_1=550$ и соответственно на жестком колесе $Z_2=552$, передаточное число $U=275$, модуль зубьев $m=2$ мм, ширина зубчатого венца гибкого колеса $a=100$ мм.

Для устранения интерференции зубчатого зацепления толщины зубьев гибкого и жесткого колес уменьшены на величину $0,3m$. При значении модуля $m=2$ мм снижение толщины зубьев гибкого и жесткого колес составляет $\Delta S=0,6$ мм.

В целях предупреждения интерференции вершины зубьев гибкого и жесткого колес срезаны от середины высоты на торцах зубчатого венца в форме полого расходящегося конуса. Угол конуса модификации зубьев по торцам зубчатого венца μ составляет $\mu=6^\circ$, длина цилиндрической части зубьев $a_1=60$ мм. Выполненная модификация зубьев позволила вывести из зацепления интерферирующие поверхности зубьев гибкого и жесткого колес при передаче больших по величине вращающих моментов (рисунки 2-3).

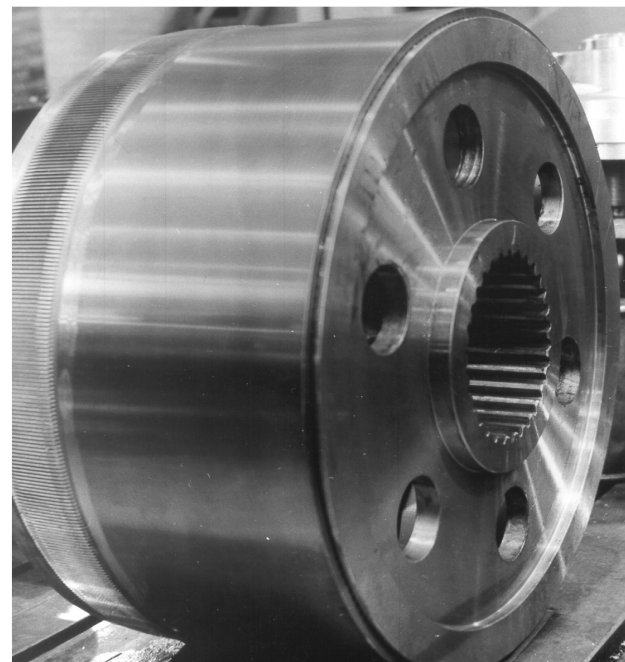


Рисунок 1 – Гибкое зубчатое колесо привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР5500×7500 с коническими срезами периферийных областей зубьев по высоте и уменьшенной толщиной зубьев

Стендовые испытания волновых редукторов привода перефутеровки рудоразмольных мельниц МГР5500×7500 проводились в режиме нагрузки по замкнутому контуру. Номинальный вращающий момент волновых редукторов составляет $3 \cdot 10^5$ Н·м. В процессе испытаний опытные редукторы работали в течение 8 часов при удвоенной нагрузке $6 \cdot 10^5$ Н·м, при этом температура масла в редукторах превысила 100°C .

Промышленные испытания показали вы-

сокую нагрузочную способность разработанной волновой передачи ($M_{2\text{max}}=6 \cdot 10^5$ Н·м), снижение металлоемкости на 60%, упрощение конструкции и технологического процесса производства. Разработанная конструкция крупной волновой передачи способна передавать вращающие моменты до $1,2 \cdot 10^6$ Н·м при модуле зубьев $m=4$ мм. Дальнейшее повышение нагрузочной способности волновых редукторов без существенного изменения разработанной конструкции неизбежно вызовет интерференцию зубьев второго рода. По опыту ПАО "НКМЗ", углы закручивания гибких колес при передаче больших по величине вращающих моментов достигают $1 \cdot 30'$ и более [6]. Вершины зубьев гибкого колеса упираются в вершины смежных зубьев жесткого колеса, что приводит к проскоку зубьев гибкого колеса.

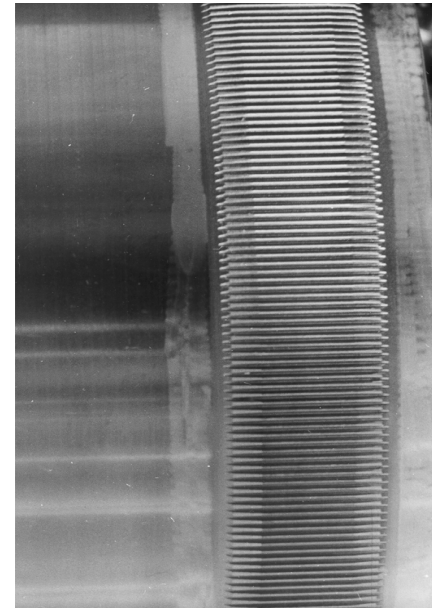


Рисунок 2 – Гибкое колесо волнового редуктора рудоразмольной мельницы МГР5500×7500 с модификацией зубьев: уменьшенной толщиной и коническими срезами периферийных областей по высоте

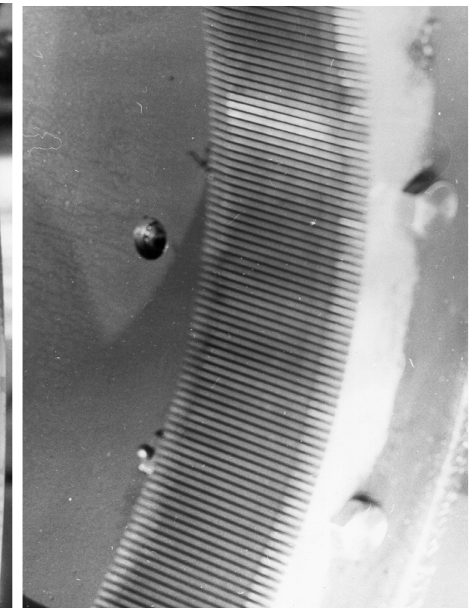


Рисунок 3 – Жесткое колесо волнового редуктора рудоразмольной мельницы МГР5500×7500 с модификацией зубьев: уменьшенной толщиной и коническими срезами периферийных областей по высоте

сокую нагрузочную способность разработанной волновой передачи ($M_{2\text{max}}=6 \cdot 10^5$ Н·м), снижение металлоемкости на 60%, упрощение конструкции и технологического процесса производства. Разработанная конструкция крупной волновой передачи способна передавать вращающие моменты до $1,2 \cdot 10^6$ Н·м при модуле зубьев $m=4$ мм. Дальнейшее повышение нагрузочной способности волновых редукторов без существенного изменения разработанной конструкции неизбежно вызовет интерференцию зубьев второго рода. По опыту ПАО "НКМЗ", углы закручивания гибких колес при передаче больших по величине вращающих моментов достигают $1 \cdot 30'$ и более [6]. Вершины зубьев гибкого колеса упираются в вершины смежных зубьев жесткого колеса, что приводит к проскоку зубьев гибкого колеса.

Заключение. Решения актуальных задач, направленные на разработку и промышленное освоение новых разновидностей высоконагруженных передач зацеплением, представляют научную основу одного из прогрессивных направлений развития производства приводной техники в тяжелом машиностроении. Реализация результатов исследования позволила оптимизировать геометрические, кинематические и силовые параметры зубчатого зацепления в новых конструкциях волновых редукторов, установить оптимальную ширину зубчатых венцов, снизить неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев, устранить интерференцию и проскок зубьев при передаче больших вращающих моментов, а также обеспечить существенное повышение нагрузочной способности крупных волновых редукторов.

Как показали теоретические и экспериментальные исследования, направленные на повышение нагрузочной способности крупных волновых редукторов в тяжелом машиностроении, при передаче вращающих моментов порядка $M_2=10^6$ Н·м и выше, для устранения интерференции и проскока зубьев, а также оптимизации распределения нагрузки в зубчатом зацеплении, следует оба зубчатых колеса выполнить податливыми, с одинаковой жесткостью в окружном направлении.

Список литературы: 1. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981.–184с. 2. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Волновые зубчатые передачи. – К.: Техника, 1976. – 224с. 3. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. – Л.: Машиностроение, 1969. – 160с. 4. Ковалев Н.А. Передачи гибкими колесами. – М.: Машиностроение, 1979. – 200с. 5. Практический расчет и проектирование зубчатых волновых передач // Волновые передачи: Сб. тр. / Цейтлин Н. И., Гварамдзе Н. В., Кареев В. Н. и др. – М.: Станкин, 1970. – С.340-373. 6. Александров В.А., Скударь Г.М., Панков В.А., Стрельников В.Н. Волновые зубчатые передачи в тяжелом и металлургическом машиностроении. – М.: Машиностроение, 1991.- 166с. 7. Ueura, K; Kiyosawa, Y; Kurogi, J; Kanai, S; Miyaba, H; Maniwa, K; Suzuki, M; Obara, S (2008). "Tribological aspects of a strain wave gearing system with specific reference to its space application". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 222(8): 1051-1061.

Поступила в редколлегию 03.05.2013

УДК 621.833

Устранение интерференции зуба в крупной волновой передаче / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.138-142. – Бібліогр.: 7 назв.

Представлені найбільш актуальні питання підвищення здатності навантаження хвильових зубчастих передач стосовно до важкого машинобудування. При передачі великих за величиною обертаючих моментів і малому модулі зубців, деформації гнучкого колеса виходять далеко за межі встановлених зазорів в зубчастому зачепленні з малим модулем зубців. Це призводить до негативних явищ, таким як інтерференція, заклинювання і проскакування зубів в зачепленні, які активізуються з підвищенням навантаження. Виконані дослідження дозволили усунути інтерференцію, заклинювання і проскакування зубів в зачепленні великих хвильових передач і багаторазово підвищити їх навантажувальну здатність.

Ключові слова: хвильова передача, інтерференція, проскакування, заклинювання зубців.

Represent the most pressing issue of increasing the load capacity of the wave gears in relation to heavy machinery. When transferring large torque and small modules teeth, deformation of flexible wheels go way beyond set gaps in mesh with small teeth module. This leads to negative effects, such as interference, jamming and slippage of teeth in mesh that are activated with increasing load. The research allowed to eliminate of teeth interference, jamming and slippage in mesh of large wave gears, repeatedly increase their load capacity.

Keywords: wave gear, interference, slippage, jamming of teeth.

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., проф., главный инженер проекта

ПАО "НКМЗ", Краматорск;

Г.С. СУКОВ, к.э.н., генеральный директор ПАО "НКМЗ";

М.Г. СУКОВ, заместитель директора ПМ и ШПО ПАО "НКМЗ"

РЕСУРСНЫЕ ИСПЫТАНИЯ КРУПНЫХ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ

Выполнены ресурсные испытания крупных волновых зубчатых редукторов, разработанных применительно к условиям тяжелого машиностроения. В конструкцию испытуемых волновых редукторов внесены изменения, позволившие нейтрализовать негативное влияние масштабного фактора, устранить интерференцию зубьев второго рода и обеспечить высокую нагрузочную способность. Проведенные ресурсные испытания подтвердили улучшенные эксплуатационные характеристики, высокую надежность и достаточную большую ресурс работы крупных волновых

© В.М. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков, 2013