

А.И. ВОЛОШИН**Г.С. СУКОВ****В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ**, канд.техн.наук; ЗАО «НКМЗ»**СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ КРУПНОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Наявність масштабного фактора викликає істотні зміни співвідношень геометричних і силових параметрів з деформацією гнучкої ланки, що приводить до негативних явищ у зубчастому зачепленні великих хвильових передач, таким як інтерференція, заклинювання і проскакування зубів. Робота присвячена системному аналізу зубчастого зачеплення великої хвильової передачі, спрямована на подолання негативного впливу масштабного фактора.

Presence of the scale factor causes essential changes of ratio of geometrical and force parameters with deformation of a flexible link that results in the negative phenomena in gear gearing large wave transfers, it is an interference, jamming and overtaking of a teeth. Work is devoted to the system analysis of gear gearing of large wave transfer, directed on overcoming of negative influence of the scale factor.

Постановка проблеми. Волновые зубчатые передачи преимущественно применяются для передачи крутящих моментов $2 \div 4000$ Нм в ограниченном пространстве. Передачи широко используются в устройствах требующих точного позиционирования в ограниченном пространстве [1, 2]. Подобное использование волновых передач не регламентирует их по нагрузкам, температурному режиму и износу. Это во многом определило упрощённый подход к вопросам сопряжения жёстких деталей с гибким звеном [3, 4, 5, 6], в т.ч. без учёта влияния деформации гибкого колеса на интерференцию зубьев.

Целью работы является выполнение системного анализа зубчатого зацепления крупной волновой передачи, определение кинематических и силовых параметров, установление зависимости интерференции зубьев от конструктивных и силовых факторов, а также разработка технических рекомендаций по её устранению.

Кинематические параметры зубчатого зацепления волновой передачи связаны с его геометрией и типоразмерами генератора волн. Рассматриваем обратное движение зубчатых колес, для чего волновой передаче сообщаем вращение с угловой скоростью $-\omega_2$, равной и противоположно направленной угловой скорости гибкого колеса. Принимается допущение о не растяжимости нейтральной поверхности гибкого колеса $W \cdot d\theta + dV = 0$, где W и V - радиальное и окружное перемещения некоторой точки на срединной поверхности; θ - угловая координата этой точки до деформации, отсчитываемая от большой оси генератора волн. Перемещения гибкого колеса определяются в интервале $0^\circ < \theta < 180^\circ$. Интервал изменения угла θ

можно разделить на три характерные участка, для которых определены радиальные перемещения W и окружные V

$$W = \begin{cases} \Delta - \varepsilon \cdot (1 - \cos \theta) \\ \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \theta^* (\sin \theta^* - \sin \theta) \\ \Delta - \varepsilon \cdot (1 + \cos \theta) \end{cases}; V = \begin{cases} \varepsilon \cdot \left[-\varepsilon \bar{\theta} + \varepsilon \sin \theta \right] \\ \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \theta^* (\sin \theta^* - \sin \theta) \\ \varepsilon \cdot \left[-\varepsilon \bar{\theta} - \varepsilon \sin \theta \right] \end{cases}; \begin{cases} 0 < \theta < \theta^* \\ \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ \pi - \theta^* < \theta < \pi \end{cases}$$

где Δ - величина максимальной радиальной деформации гибкого колеса; ε - эксцентриситет установки дисков генератора волн; θ^* - угловая координата точки схода гибкого колеса с диска генератора волн.

Суммарная окружная V_{Σ} и радиальная скорость \dot{W} точек гибкого колеса

$$V_{\Sigma} = -\omega_1 \left[\frac{0,375 M_2}{E b_1 h} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \right) + \begin{cases} \varepsilon \cdot \left[1 + \frac{h_1}{2a_1} \right] + \varepsilon \cos \theta \\ \varepsilon \operatorname{tg} \theta^* \sin \theta^* \left(1 + \frac{h_1}{2a_1} \right) - \varepsilon \operatorname{tg} \theta^* \sin \theta \\ \varepsilon \cdot \left[1 + \frac{h_1}{2a_1} \right] - \varepsilon \cos \theta \end{cases} \right]; \dot{W} = -\omega_1 \varepsilon \begin{cases} \sin \theta \\ \operatorname{tg} \theta^* \cos \theta \\ \sin \theta \end{cases}; \begin{cases} 0 < \theta < \theta^* \\ \theta^* < \theta < \pi - \theta^* \\ \pi - \theta^* < \theta < \pi \end{cases}$$

где ω_1 - угловая скорость ведущего вала; E - модуль упругости; M_2 - крутящий момент на ведомом валу; b_1, h - ширина и толщина зубчатого венца; a_1 - радиус срединной поверхности зубчатого венца; h_1 - расстояние точки контакта до срединной поверхности зубчатого венца гибкого колеса.

Относительная скорость зубьев в зацеплении $V_s = \frac{\dot{W}}{\cos \alpha_y}$, где α_y - угол профиля зуба жёсткого колеса в

контакте. Скорость V_s пропорциональна величине угла φ , отсчитанному от большой оси генератора волн до начала входа зубьев в зацепление.

Для волновых редукторов привода передвижного миксера МП-600АС, ёмкостью 600 т расплавленного металла и рудоразмольной мельницы МГР5500×7500, с объёмом технологического пространства 160 м³, массой загружаемой руды 220 т: полная окружная скорость гибкого колеса V_{tg} редукторов: миксера $V_{tg}=0,021$ м/с, при $\omega_1=13,8$ с⁻¹; мельницы $V_{tg} = 0,160$ м/с, при $\omega_1 = 78,54$ с⁻¹. Максимальная скорость скольжения зубьев, при $\omega_1 = 78,54$ с⁻¹ редукторов: миксера $V_{Smax} = 0,373$ м/с; мельницы $V_{Smax} = 0,466$ м/с (рис. 1).

Тензометрией определяется зависимость нормальной силы в зубчатом зацеплении от нагрузки и фазы вращения генератора (рис. 2 - 5). Пиковые нагрузки наблюдаются по переднему торцу зубчатого венца на входе зубьев в зацепление и превышают максимальные значения на 30÷40%, $\alpha = -37^\circ$. При $\alpha \leq |-37^\circ \dots -22^\circ|$ интенсивность нагрузки падает. По длине зубьев силы распределены неравномерно, до 40% длины по заднему торцу нагружено не значительно. Нагрузка на зубья пропорциональна моменту M_2 (рис. 6). При $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, нормальная сила $P = 6500$ Н. Расхождения данных эксперимента и аппроксимации менее 10%. С ростом нагрузки повышается неравномерность распределения сил в зубчатом зацеплении. Это обусловлено деформацией гибкого колеса и интерференцией зубьев.

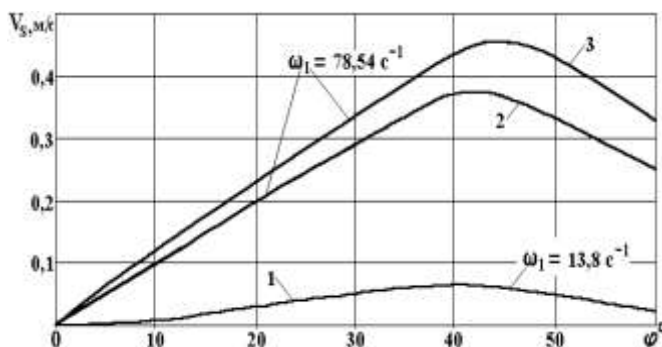


Рис.1 Скорости скольжения зубьев в зацеплении редукторов: 1, 2 - миксера; 3 – мельницы

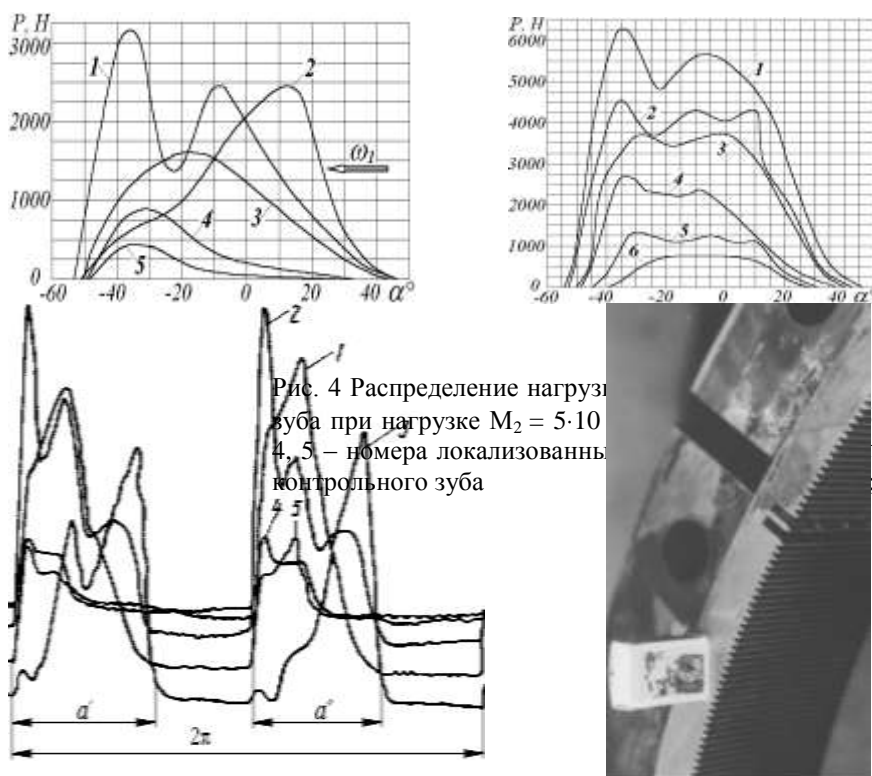


Рис. 4 Распределение нагрузки на зуб при нагрузке $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм. 1 - 5,0; 2 - 4,0; 3 - 3,0; 4, 5 – номера локализованных контрольных зуба

Зависимость нормальной силы от фазы вращения генератора при M_2 : [1 - 5,0; 2 - 4,0; 3 - 3,0; 4 - 2,0; 5 - 1,0; 6 - 0,5] $\times 10^5$ Нм

Рис. 2 Осциллограмма деформации зуба редуктора миксера при нагрузке $M_2 = 3 \cdot 10^5$ Нм и частоте $\omega_1 = 1,667 \text{ с}^{-1}$; 1, 2, 3, 4, 5 - осциллограммы деформации локализованных элементов зуба

Рис. 3 Локализация зуба жёсткого колеса волнового редуктора миксера

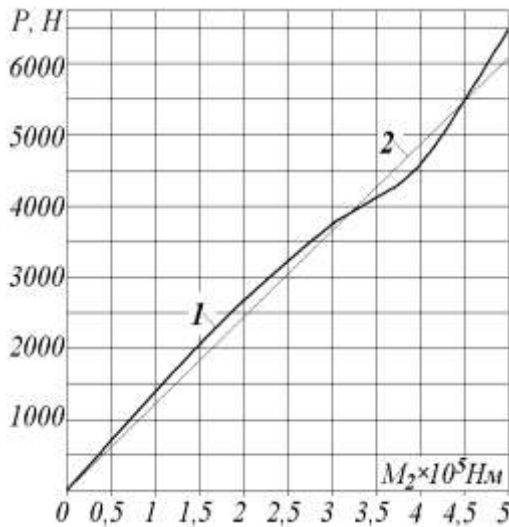


Рис. 6 Зависимость максимальной нормальной силы на зубе от нагрузки волнового редуктора миксера: 1 - по результатам эксперимента; 2 - аппроксимация данных эксперимента

Рис. 7 Гибкое колесо в сборе волнового редуктора механического привода рудоразмольной мельницы МГР 5500x7500

Интерференция зубьев относится к наиболее значимым аспектам теории зубчатых зацеплений, т.к. определяют геометрические условия существования зубчатой пары. Спроектированные по известным методикам и изготовленные на ЗАО «НКМЗ» волновые редукторы оказались не работоспособны. Наличие масштабного фактора изменило соотношения геометрических и силовых параметров с деформацией гибкого звена. При модуле зубьев $1,5 \div 2$ мм, нагрузках в десятки тм, деформации гибкого колеса превышают зазоры в зацеплении, вызывая интерференцию зубьев 2^{го} рода. Для устранения интерференции необходимо обеспечить зазоры на входе и выходе зубьев из зацепления. Зазоры по переднему и заднему торцам зубчатого венца j_{aq1} ,

j'_{aq1} учитывают перекосы зубьев и закручивание гибкого колеса на входе j_{aq1} , j_{aq2} и выходе зубьев из зацепления j'_{aq1} , j'_{aq2} :

$$j_{aq1} = j_{aq} + j_{vW1} + j_{k1}, \quad j_{aq2} = j_{aq} + j_{vW2} + j_{k2}, \quad j'_{aq1} = j'_{aq} + j'_{vW1} + j'_{k1}, \quad j'_{aq2} = j'_{aq} + j'_{vW2} + j'_{k2},$$

где j_{aq} , j'_{aq} – зазоры у вершин зуба гибкого колеса на входе и выходе из зацепления; j_{vW1} , j_{vW2} – приращения зазоров по торцам; j_{k1} , j_{k2} – приращения зазоров от закручивания.

Как показывают исследования, интерференция зубьев приобретает максимальные значения у торцов зубчатого венца гибкого колеса. Для устранения интерференции и проскока зубьев в зацеплении крупных волновых редукторов, по результатам ЗАО «НКМЗ» рекомендуется снижать толщину зубьев и выполнять срезы их вершин в форме полого расходящихся конусов от середины высоты на торцах зубчатых венцов (рис.7).

С ростом нагрузки интерференция у вершин зубьев гибкого колеса смещается в сторону входа в зацепление (рис.8). При $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм, интерференция зубьев гибкого колеса редукторов: мельницы $J_{aq1} = -0,26$ мм, миксера $J_{aq1} = -0,20$ мм. Это подтверждают следы износа головки зубьев у торцов колёс. При достижении интерференции зубьев Δ^- суммарной толщины вершин зубьев гибкого $S_{ар}$ и жёсткого колёс $S_{аж}$, $\Delta^- = (S_{ар} + S_{аж})$ - наступает "проскок" зубьев [7, 8].

При нагрузках $M_2 > 10^6$ Нм, волновые передачи работают не устойчиво. ЗАО «НКМЗ» разработана конструкция волновой передачи с двумя гибкими колёсами, позволяющая оптимизировать распределение нагрузки в зубчатом зацеплении.

Выводы. Выполнен кинематический и силовой анализ зубчатого зацепления волновой передачи. Установлена связь интерференции зубьев с конструктивными и силовыми факторами: 1) пиковые нагрузки наблюдаются по переднему торцу зубчатого венца на входе зубьев в зацепление и превышают максимальные значения на 30...40%; 2) по длине зубьев силы распределены неравномерно, до 40% длины зуба по заднему торцу слабо нагружена; 3) с ростом нагрузки повышается неравномерность распределения сил в зацеплении, вызванная

деформацией гибкого колеса и интерференцией зубьев, при этом интерференция у вершин зубьев гибкого колеса смещается в сторону входа зубьев в зацепление; 4) интерференция, силы и скорость скольжения зубьев приобретают максимальные значения у торцов зубчатого венца гибкого колеса на входе и выходе зубьев из зацепления. 5) при достижении интерференции зубьев суммарной толщины вершин зубьев гибкого и жесткого колес наступает проскок зубьев. Для устранения интерференции и проскока зубьев в зацеплении, рекомендовано: 1) срезать вершины зубьев гибкого колеса от середины высоты на торцах, расходящимися конусами под углом 6° ; 2) ограничить ширину зубчатых венцов до значений $b \leq 40m$;

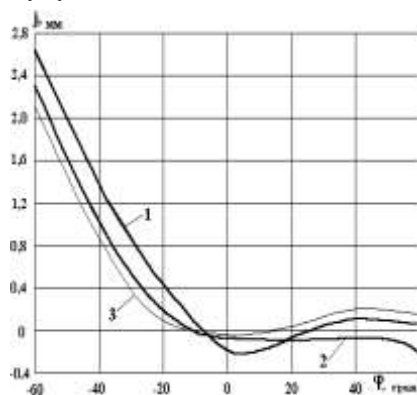


Рис.9 Зазоры у вершин зубьев волнового редуктора привода рудоразмельной мельницы МГР 5500×7500, при нагрузке $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Нм; 1, 2 – по переднему и заднему торцам гибкого колеса, 3 – по переднему и заднему торцам жёсткого колеса.

3) ограничить поле зацепления до $\gamma' = 30 \dots 35^\circ$ в каждую сторону от большой оси генератора волн; 4) применить два гибких зубчатых колеса, при $M > 10^6$ Нм.

Полученные результаты обеспечивают возможность устранения интерференции и проскока зубьев в зацеплении, минимизируют скорости их скольжения и потери энергии.

Список литературы: 1. Lewis John. Fast forward for harmonic-drive gearing. Glob. Des. News. 2000. 4, № 2, с. 46-47. 2. Stoehr Jeffrey D. Choosy about gears. Tool. and Prod. 2001. 66, № 10, с. 65 – 67. 3. Волков Д.П., Крайнев А.Ф., Гузенков В.П. Исследование распределения нагрузок по элементам волновой передачи кранового механизма поворота // Строительные и дорожные машины, экскаваторы и строительные краны - М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1971. – Вып. 3. – С. 27 – 32. 4. Гварамдзе Н. В., Какабадзе А. Я. Распределение удельного давления между внутренним кольцом гибкого подшипника и кулачком генератора волновой передачи // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1970. – С. 251 – 256. 5. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. – Л.: Машиностроение, 1969. – 160с. 6. Иванов М. Н., Шейко В. В. Форма деформации гибкого колеса волновой передачи при генераторе с двумя большими роликами // Известия вузов. Машиностроение. – 1970. - № 11. – С. 31 – 34. 7. Александров В.А., Скударь Г.М., Панков В.А., Стрельников В.Н. Волновые зубчатые передачи в тяжёлом и металлургическом машиностроении. - М.: Машиностроение, 1991.- 166 с. 8. Стрельников В.Н. Определение КПД волнового зубчатого редуктора // Вісник Східноукр. нац. університету. – 2001. - №5(39). – С. 113 – 117.

Поступило в редакцию 05.05.2007