

плуатации были признаны удовлетворительными. Температура колес при эксплуатации значительно снизилась.

Однако при испытаниях было установлено, что выход из строя этих колес произошел в результате катастрофического заедания и износа рабочих поверхностей.

Выводы и рекомендации. В результате использования описанной выше методики конструирования цевочных колес с использованием эвольвентной теории стало возможным:

- получение цевочных колес с малым числом зубьев ($z=6\div 8$);
- вписывание новых цевочных колес в существующие межосевые расстояния, что позволяет применять очистные комбайны на цевочных рейках с различным шагом без переделки систем подачи;
- получение достаточной плавности линейной скорости очистного комбайна;
- устранение кромочного контакта в зацеплении, что приводит к повышению ресурса движителей;
- уменьшение износа в зацеплении;
- снижение максимальных распорных усилий в паре «колесо-рейка», что позволяет снизить нагрузки на узлы системы подачи очистного комбайна.

Дальнейшие исследования должны быть направлены на создание передач с использованием способов исключения причин заедания (напр., применения фланкирования и др.).

Все вышесказанное является актуальным для создания цевочных колес движителей существующих очистных комбайнов, которые планируется использовать в комплексе с рейками различного шага (100, 108, 125, 126 мм) без значительных изменений корпусных и сопряженных деталей.

Список литературы: 1. Дейниченко В.А., Воскресенский В.С. и др. К вопросу проектирования цевочных бесцепных систем подачи очистных комбайнов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія "Гірничо-електромеханічна". – Вип. 99. – Донецьк: ДоНТУ, 2005. – 318с. 2. КД 12.10.024-99. Изделия угольного машиностроения. Бесцепные системы подачи. Методика расчета параметров движителей. 3. Гавриленко В.А. Геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машгиз, 1949. – 399с. 4. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с.

Поступила в редколлегию 18.04.08

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, докт. техн. наук, ЗАО "НКМЗ",
Г.С. СУКОВ, генеральный директор "ЗАО "НКМЗ",
А.И. ВОЛОШИН, главный инженер ЗАО "НКМЗ"

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КПД РЕДУКТОРА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Отримано експериментальні залежності ККД редуктора із проміжними тілами кочення від частоти обертання вхідного вала, при різних навантаженнях прикладених до вихідного вала.

Experimental dependences of efficiency of a gearbox with intermediate bodies of a rolling from a rotational speed of the input shaft are received at various loadings affixed to an output shaft.

Редукторы являются неотъемлемой частью большинства машин и оборудования, они преобразуют кинематические и силовые параметры вращения к заданным значениям. Наличие высших кинематических пар в зацеплении обеспечивает наиболее высокие потребительские характеристики редукторов, определяют их уникальные возможности адаптации к различным механическим системам и условиям эксплуатации. Изыскание эффективных направлений снижения габаритов и массы редукторов, удовлетворения возрастающих требований к долговечности, надежности, несущей способности, приводит к более совершенным конструктивным решениям, основанным на многопоточной передаче крутящих моментов, например, за счет планетарности, использовании гибких звеньев и др.

В ЗАО «НКМЗ» разработан ряд оригинальных конструкций передач с промежуточными телами качения, позволивших в значительной мере снизить габариты и материалоемкость редукторов, существенно повысить их нагрузочную способность [1-4]. Для практической реализации перспективных разработок необходима объективная оценка их потребительских характеристик.

КПД представляет универсальный критерий технической оценки любого механизма, характеризует принцип действия, наукоёмкость, уровень техники и технологии. Потери в передачах с промежуточными телами качения представляют многофакторные зависимости, что осложняет их расчёт. Поэтому КПД подобных передач принято определять экспериментально [5].

Техническая характеристика опытного редуктора с промежуточными телами качения ПК-165 приведена в таблице. Экспериментальные исследования редуктора ПК-165 проводились на стенде с разомкнутым силовым контуром (рис. 1). В качестве нагружающего устройства использовался порошковый тормоз ТЭП250-У.

Крутящие моменты измерялись методом тензометрии через фольговые тензорезисторы 2ФКПА, установленные на входном и выходном валах испытуемого редуктора, с помощью комплекта тензометрической аппаратуры [6].

Результаты тензометрии дублировались замерами тока якоря электродвигателя и порошкового тормоза.

Таблица.

Техническая характеристика редуктора ПК-165

Наименование параметров	Значения параметров	
	I ступени	II ступени
Число зубьев на сателлите	24	10
Число зубьев на центральном колесе	25	10
Число роликов	25	10
Передаточное число	24	1
Диаметр роликов, мм	14	25
Радиус образующей зубьев сателлита, мм	7,25	14,2
Радиус образующей зуб. центр. колеса, мм	7,25	14,2
Диаметр центров образующих зуб. сателлита, мм	158,68	130
Диаметр центров образующих зуб. центр. кол., мм	164,65	130
Диаметр вершин зубьев сателлита, мм	157,5	126
Диаметр вершин зубьев центрального колеса, мм	164	134
Ширина зубчатых венцов, мм	65	40
Эксцентриситет установки сателлита, мм	3,3	
Передаточное число редуктора	24	
Максимальный крутящий м. на выходном валу, Нм	1600	
Номинальный крутящий м. на выходном валу, Нм	1000	
Нагрузка редуктора	реверсивная	
Габаритные размеры редуктора, мм	525×230×280	
Масса редуктора, кг	64	
Мощность электродвигателя на стенде (рис. 2), кВт	4,8	
Частота вращения электродвигателя, об/мин	0÷1500	
Смазка редуктора	жидкая, циркуляционная	
Рекомендуемый сорт масла	МС-20, МК-22	
Объем масла, заливаемого в редуктор, дм ³	1,25	

В результате тарировки измерительных систем получены коэффициенты тензометрии входного и выходного валов, соответственно, $\beta_1 = 0,765$ Нм/мм и $\beta_2 = 14,2$ Нм/мм, т.е. отклонению луча осциллографа 1 мм на осциллограмме соответствует крутящий момент на входном валу опытного редуктора 0,765 Нм и 14,2 Нм – на выходном валу (рис. 2).

Исследование КПД редуктора ПК-165 проведено на частотах вращения электродвигателя $n_1 = \{100, 200, \dots, 1600\}$ об/мин и при крутящих моментах на выходном валу редуктора $T_2 = \{50; 100; 200; \dots; 1600\}$ Нм.

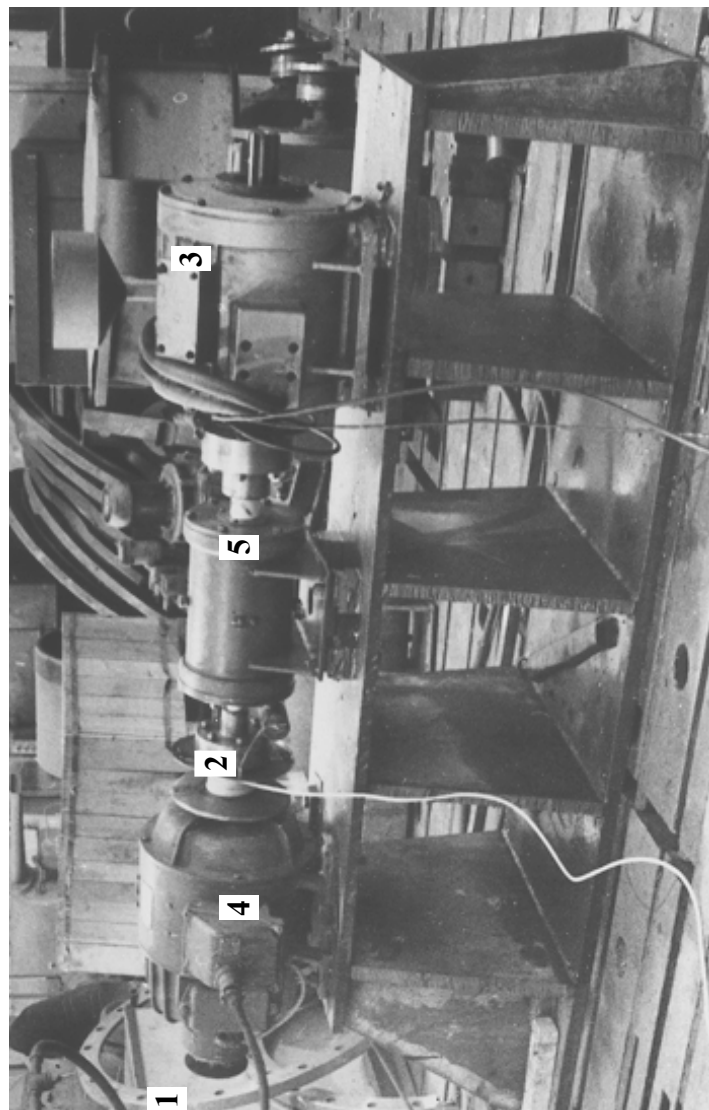


Рис. 1. Стенд с разомкнутым силовым контуром для экспериментальных исследований редуктора ПК-165:

1 – электродвигатель постоянного тока; 2 – редуктор ПК-165;
3 – тормоз порошковый; 4, 5 – муфты втулочно-пальцевые

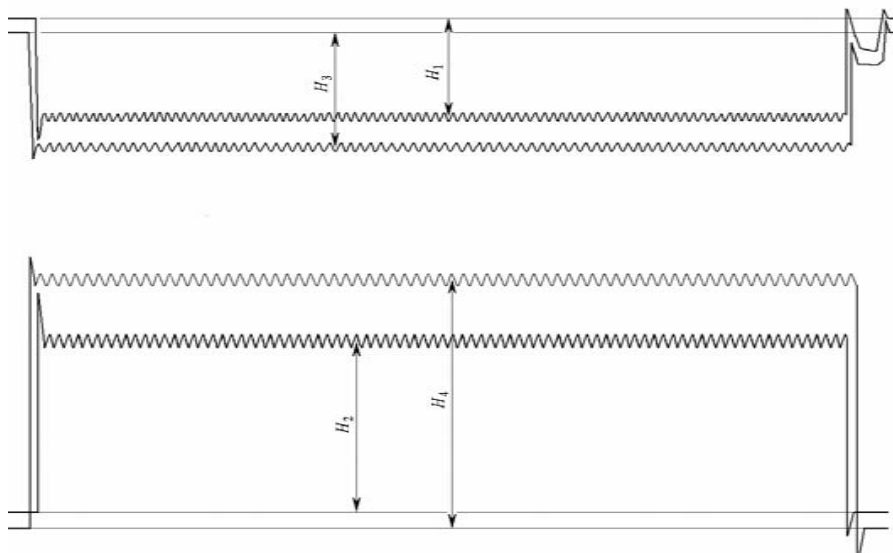


Рис. 2. Фрагмент осциллограммы соответствующий крутящему моменту на выходном валу редуктора $T_2 = 800$ Нм и частоте вращения

входного вала редуктора $n_1 = 500$ об/мин :

H_1, H_2 – результаты тензометрии, соответствующие деформациям кручения входного и выходного валов редуктора;

H_3, H_4 – данные измерений тока якоря электродвигателя и тока порошкового тормоза

На рис. 3 и рис. 4 представлены результаты экспериментальных исследований КПД редуктора с промежуточными телами качения ПК–165 в зависимости от частоты вращения входного вала n_1 , т.е. η_n и от крутящего момента T_2 на выходном валу редуктора, η_T . Причем, η_k – результаты получены с помощью тензометрии деформаций кручения соответственно входного и выходного валов опытного редуктора; η_t – результаты получены на основании измерений тока якоря электродвигателя и тока порошкового тормоза; η – среднее арифметическое значение КПД редуктора, установленное посредством тензометрии деформаций валов и замеров тока якоря и тормоза.

Теоретические исследования энергетических потерь и КПД для передач с промежуточными телами качения представлены в работе [7].

Выводы. При номинальных значениях крутящего момента наименьшие значения КПД редуктора приобретает при минимальной частоте вращения $n_{1\min} = 50$ об/мин: $\eta_{n\min} = 0,964$, а максимальные при $n_1 \approx 800$ об/мин: $\eta_{n\max} = 0,972$. Дальнейшее повышение частоты вращения n_1 вызывает некоторое падение КПД опытного редуктора и при $n_{1\max} = 1600$ об/мин : $\eta_n = 0,965$.

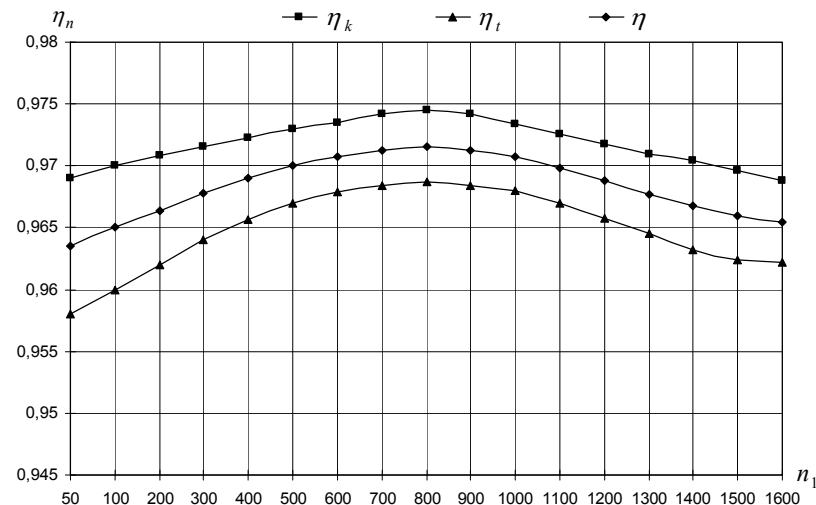


Рис. 3. Зависимость КПД редуктора ПК-165 от частоты вращения входного вала n_1 , при $T_2 = 1000$ Нм

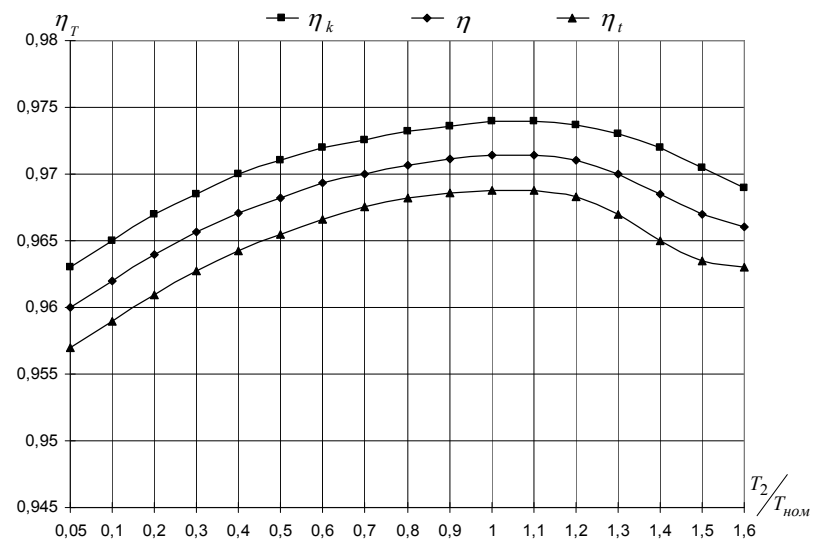


Рис. 4. Зависимость КПД редуктора ПК-165 от крутящего момента T_2 на выходном валу редуктора, при $n_1 = 800$ об/мин

При $n_1 = 800$ об/мин, минимальные значения КПД редуктора приобретает при малых нагрузках $T_2 = 50$ Нм: $\eta_{T_{\min}} = 0,96$, а максимальные $\eta_{T_{\max}} = 0,971$ при нагрузках близких к номинальным: $T_2 = (1,0 \dots 1,1)$ кНм. С увеличением нагрузки КПД редуктора снижается и при максимальной нагрузке $T_2 = 1,6$ кНм он принимает следующее значение: $\eta_T = 0,966$.

Как показали экспериментальные исследования, изменения частоты вращения входного вала n_1 и величины нагрузочных моментов M_2 оказывают незначительное влияние на КПД редукторов с промежуточными телами качения. При изменении частоты вращения n_1 в пределах [50...1600] об/мин отклонения КПД испытуемого редуктора не превышают: $\Delta\eta_n = 0,8\%$. С изменением нагрузки [50...1600] Нм, ($n_1 = \text{const}$), отклонения КПД редуктора относительно $\eta_{T_{\max}}$ не превышает: $\Delta\eta_T = 1,1\%$. Некоторый рост КПД испытуемого редуктора с увеличением n_1 до $n_1 \approx 800$ об/мин, можно объяснить снижением коэффициента трения в зацеплении. Снижение КПД при дальнейшем увеличении n_1 , вызвано ростом абсолютных энергетических потерь на перемешивание смазки.

С увеличением нагрузки влияние потерь от перемешивания смазки снижается, что способствует некоторому росту КПД. Дальнейшее увеличение нагрузки ($T_2 > T_{2\text{ном}}$) приводит к снижению КПД опытного редуктора, что связано с ростом потерь в зацеплении при увеличении нагрузки, связанных с повышением радиальных деформаций упругих тел качения.

Список литературы: 1. А.с. 1534231 СССР, МКИ F16H1/24. Зубчатая роликотая передача / В.Н. Стрельников (СССР). – №4408547/25-28; Заявл. 11.04.88; Опубл. 7.01.90, Бюл. №1. – 3с. 2. А.с. 1542173 СССР, МКИ F16 H 1/32. Редуктор планетарный / В.Н. Стрельников (СССР). – №4242025/25-28; Заявл. 11.05.87; Зарегистр. в Гос. реестре изобр. СССР 08.10.89. – 7с. 3. А.с. 1580093 СССР, МКИ F16H1/32. Планетарная передача / В.Н. Стрельников (СССР). – №4404004/25-28; Заявл. 5.04.88; Опубл. 23.07.90, Бюл. №27. – 4с. 4. А.с. 1634876 СССР, МКИ F16 H 1/32. Планетарный редуктор / В.Н. Стрельников (СССР). – № 4448015/28; Заявлено 24.06.88; Опубл. 15.03.91, Бюл. №10. – 6с. 5. Планетарные передачи. Справочник / Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. и др. / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 535с. 6. Тензометрия в машиностроении: Справочное пособие / Под ред. Р.А. Макарова. – М.: Машиностроение, 1975. – 287с. 7. Стрельников В. Н. Определение энергетических потерь в передачах с упругими звеньями // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научн. тр. – Донецк: ДГТУ, 2004. – Вып. 28. – С.146–156.

Поступила в редколлегию 19.04.08

УДК 621.833.1

Н.Л. УТУТОВ, д-р техн. наук, ВНУ им. В.Даля,
А.П. КАРПОВ, канд. техн. наук, ВНУ им. В.Даля

КРИТИЧЕСКАЯ ЧАСТОТА И АМПЛИТУДА ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛА С КОСОСИММЕТРИЧНЫМИ НЕКРУГЛЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

Розглянуто частоти й амплітуди згинних коливань ведучого вала з кососиметричним некруглим зубчастим колесом. Установлено, що сумарні частоти й амплітуди згинних коливань у цьому випадку не збігаються і не кратні власним частотам, а піки максимальних значень розділені некратними періодами (кутами повороту колеса).

The frequencies and amplitudes of bend fluctuations of the conducting shaft with skew symmetric non-circular gear wheel have been examined. There has been concluded that the total frequencies and amplitudes of bend fluctuations in this case do not coincide and are not multiple to own frequencies, and the peaks of the maximal meanings are divide by the non-multiple periods (by angles of turn of a wheel).

С точки зрения теории колебаний зубчатые передачи представляют собой систему с распределенными параметрами и имеют большое количество собственных частот колебаний. Следовательно, практически на всех режимах работа зубчатого зацепления сопровождается возникновением колебаний на резонансных частотах. Конструктивных решений в борьбе с вибрациями и шумом известно достаточно много. Более широким спектром гашения колебаний в зубчатом редукторе является такая его конструкция, в которой кроме постоянных собственных колебаний в редукторе имеется хотя бы одна зубчатая передача, создающая дополнительные низкочастотные колебания по определенному закону за один полный оборот ведущего колеса этой передачи [1].

Рассмотрим частоты изгибных колебаний ведущего вала с кососимметричным некруглым колесом массой m и радиусом центроиды r_1 без учета массы самого вала.

Радиус центроиды ведущего кососимметричного некруглого колеса [1]

$$r_1 = r + \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}, \quad (1)$$

где r – средний радиус центроиды, B – постоянный коэффициент, j_1 – количество максимальных значений радиуса центроиды, φ_1 – угол поворота ведущего некруглого колеса.

Под влиянием силы тяжести G центр тяжести колеса смещается относительно его геометрической оси вращения на величину эксцентриситета e . При равномерном вращении вала с колесом возникает центробежная сила