

1233-2000. Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Ускоренные испытания на контактно-механическую усталость. Мн.: Госстандарт. 2000. 25 с.

УДК 62-587.5

Мардосевич Е.И.

СЛУЖЕБНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ С КОМПОЗИЦИОННЫМИ ПОКРЫТИЯМИ НА ОСНОВЕ ОКСИДОКЕРАМИКИ НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ТРУЩИХСЯ СОПРЯЖЕНИЙ

ВВЕДЕНИЕ

Интенсивное развитие робототехнических, мехатронных и сервисных систем неразрывно связано с постоянно растущими требованиями к повышению их надежности при одновременном снижении генерируемых шумов и вибраций, веса и энергопотребления. К одному из перспективных путей комплексного решения этой задачи является создание зубчатых передач планетарного типа с малой разностью зубьев, сочетающих в себе небольшие габаритные размеры при значительном передаточном отношении. Изготовление основных деталей этих редукторов из алюминиевых сплавов, на рабочих поверхностях которых сформированы многослойные композиционные покрытия на основе металлокерамики, имеющей твердость 12 ± 22 ГПа при толщине $0,070\pm 0,3$ мм позволяет обеспечить пониженный вес и соответствующую повышенную удельную мощность передачи и увеличенный, по сравнению со стальными поверхностно упрочненными передачами, ресурс работоспособности [1-3]. Расширенные возможности использования при изготовлении деталей пластического деформирования, отсутствие высокотемпературной обработки и, связанных с ней, короблений обеспечивает повышенную технологичность и низкую себестоимость изготовления передачи. Вместе с тем повышенные хрупкость покрытия при интенсивном воздействии динамических нагрузок и фрикционные свойства оксидокерамики в ряде случаев ограничивают возможности ее использования, и в процессе проектирования приводов целесообразно комплексно решать проблемы обеспечения их повышенной надежности и коэффициентов полезного действия.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований являлось оценка влияния трибологических свойств трущихся сопряжений планетарной зубчатой передачи на коэффициенты ее полезного действия и определение наиболее рациональных путей их повышения.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

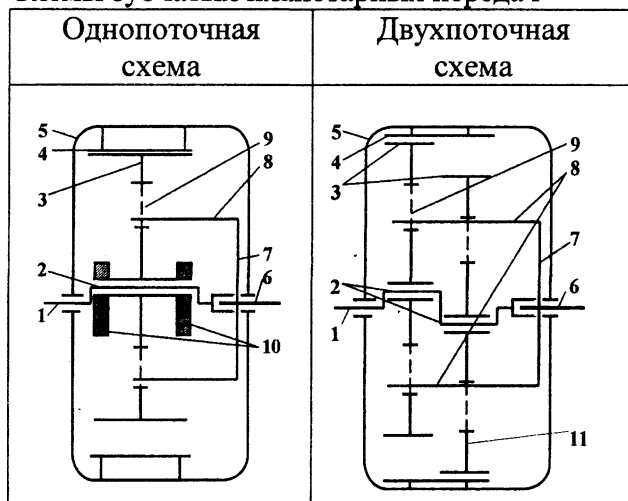
Кинематические схемы рассматриваемых планетарных зубчатых передач приведены в таблице 1.

Однопоточная передача состоит из входного вала 1, эксцентрика 2, сателлита 3, корончатого зубчатого колеса 4 с внутренними зубьями, связанного с корпусом 5, выходного вала 6 с фланцем 7, на котором установлены пальцы 8, входящие в пазы 9 сателлита 3. Ее конструкция относительно проста, но требует специальной балансировки противовесом 10.

В двухпоточной кинематической схеме параллельно основному сателлиту 3 установлен идентичный ему сателлит 11, взаимодействующий с корончатым колесом 4 на диаметрально противоположном участке его обода, что позволяет сбалансировать конструкцию в плоскости, перпендикулярной оси входного вала 1, и в определенной мере разгрузить его от радиальных нагрузок.

Табл.1

Схемы зубчатых планетарных передач



Коэффициент полезного действия передачи может быть представлен в виде:

$$\eta = \eta_{\text{Э}} \cdot \eta_{\text{З}} \cdot \eta_{\text{М}} \quad (1)$$

$\eta_{\text{Э}}$ - коэффициент полезного действия сопряжения «эксцентрик-сателлит»,

$\eta_{\text{З}}$ - коэффициент полезного действия зубчатой передачи «сателлит - корончатое колесо»,

$\eta_{\text{М}}$ - коэффициент полезного действия фрикционного сопряжения «сателлит – фланца выходного вала».

Величина $\eta_{\text{З}} \cdot \eta_{\text{М}}$ может быть принята равной $0,97 \div 0,99$ [4].

Рассмотрим потери, связанные с взаимодействием эксцентрика с сателлитом (рис.1).

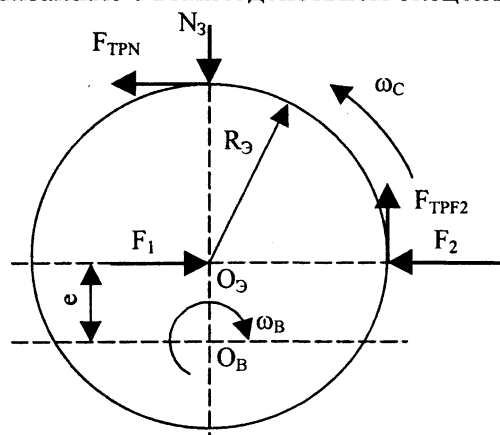


Рис.1

На рис.1 N_3 – радиальная сила, действующая со стороны зубчатого зацепления на сателлит, e – эксцентриситет, F_1 – сила, действующая со стороны входного вала на ось эксцентрика, F_2 – сила, действующая со стороны выходного вала на ось эксцентрика, определенная с учетом потерь в соединениях пальцев с сателлитом и зубчатом зацеплении, $F_{\text{ТРН}}$ – сила трения, возникающая при взаимодействии сателлита с эксцентриком при воздействии радиальной силы N_3 со стороны зубчатого зацепления, $F_{\text{ТРФ2}}$ – сила трения, возникающая при взаимодействии сателлита с эксцентриком при воздействии силы F_2 , $\omega_{\text{В}}$, $\omega_{\text{С}}$ – частоты вращения соответственно входного вала и сателлита (стрелками показаны направления вращения), $O_{\text{В}}$ – ось входного вала, $O_{\text{Э}}$ – ось эксцентрика, $R_{\text{Э}}$ – радиус эксцентрика.

Величины приведенных выше сил могут быть определены из следующих соотношений:

$$N_3 = 2 \cdot T_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_t / (m \cdot Z_O \cdot \eta_M \cdot \eta_3) \quad (2)$$

$$F_1 = T_1 / e \quad (3)$$

$$F_{\text{ТРN}} = k_{\text{ТР}} \cdot N_3 \quad (4)$$

$$F_2 = 2 \cdot T_2 / (m \cdot Z_O \cdot \eta_M \cdot \eta_3) \quad (5)$$

$$F_{\text{ТРF}_2} = k_{\text{ТР}} \cdot F_2 \quad (6)$$

где T_1, T_2 – моменты соответственно на входном валу и выходном валу передачи, α_t – угол зацепления, m – модуль передачи, Z_O – число зубьев корончатого зубчатого колеса, $k_{\text{ТР}}$ – коэффициент рения, действующий в сопряжении эксцентрика с сателлитом.

Исходя из условия равновесия системы сумма моментов относительно оси входного вала O_B передачи равна нулю, т.е.

$$\sum T_{O_B} = 0$$

$$T_1 - F_{\text{ТРN}} \cdot (e + R_3) - F_{\text{ТРF}_2} \cdot R_3 - F_2 \cdot e = 0 \quad (7)$$

или

$$T_1 - k_{\text{ТР}} \cdot N_3 \cdot (e + R_3) - k_{\text{ТР}} \cdot F_2 \cdot R_3 - F_2 \cdot e = 0 \quad (8)$$

С учетом (2-6) выражение (8) может быть приведено к виду:

$$T_1 - k_{\text{ТР}} \cdot T_2 \cdot (1 + R_3/e) \cdot \operatorname{tg} \alpha_t / [m \cdot Z_O \cdot \eta_M \cdot \eta_3 / (2 \cdot e)] - k_{\text{ТР}} \cdot T_2 \cdot (R_3/e) / [m \cdot Z_O \cdot \eta_M \cdot \eta_3 / (2 \cdot e)] - T_2 / [m \cdot Z_O \cdot \eta_M \cdot \eta_3 / (2 \cdot e)] = 0 \quad (9)$$

или

$$T_1 - T_2 \cdot \{ k_{\text{ТР}} \cdot \{ [(1 + R_3/e) \cdot \operatorname{tg} \alpha_t] + R_3/e \} + 1 \} / [(\eta_M \cdot \eta_3) \cdot (R_O/e)] = 0 \quad (10)$$

где R_O – радиус делительной окружности корончатого зубчатого колеса.

Отсюда

$$T_1 = T_2 \cdot \{ k_{\text{ТР}} \cdot [(1 + R_3/e) \cdot (1 + \operatorname{tg} \alpha_t) - 1] + 1 / (u \cdot \eta_M \cdot \eta_3) \} \quad (11)$$

где u – передаточное число зубчатой передачи.

Так как в соответствии с (1) коэффициент полезного действия η_3 равен:

$$\eta_3 = T_2 / (T_1 \cdot u \cdot \eta_M \cdot \eta_3) \quad (12)$$

то с учетом выражения (11)

$$\eta_3 = \{ [k_{\text{ТР}} \cdot [(1 + R_3/e) \cdot \operatorname{tg} \alpha_t + R_3/e] + 1] \}^{-1} \quad (13)$$

Анализ выражения (13) показывает, что коэффициент полезного действия планетарной зубчатой передачи рассматриваемого типа определяется коэффициентом трения, возникающим при взаимодействии эксцентрика и сателлита ($k_{\text{ТР}}$), углом зацепления α_t и соотношением геометрических параметров эксцентрика и сателлита R_3/e .

Исследования уровней влияния приведенных параметров на величину η проводились на ПЭВМ для коэффициентов трения, меняющихся в диапазоне $k_{\text{ТР}} = 0,001 \div 0,02$, передаточных отношений $u = 10 \div 50$, углов зацепления $\alpha_t = 15 \div 25^\circ$ и соотношений $(R_3/e) = 10 \div 25$. Результаты исследований приведены на рис. 2-3 и в табл. 1. Диапазоны изменений коэффициентов трения, передаточных отношений, углов зацепления и соотношений R_3/e выбраны исходя из реальных геометрических и трибологических характеристик композиционных покрытий на основе оксидокерамики, полученные в результате исследований ИНДМАШ НАН Беларуси и передаточных отношений разрабатываемых в нем планетарных передач с малой разностью зубьев для мотор-редукторов различного назначения.

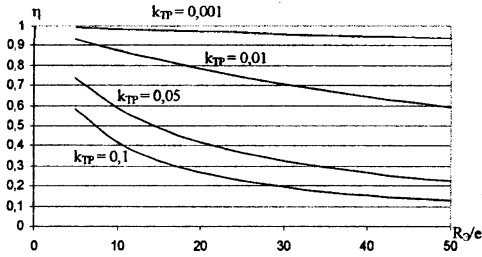


Рис.2

Зависимость коэффициентов полезного действия планетарной зубчатой передачи от отношения $R_э/e$ при различных коэффициентах трения в сопряжении эксцентрика и сателлита $k_{тр}$

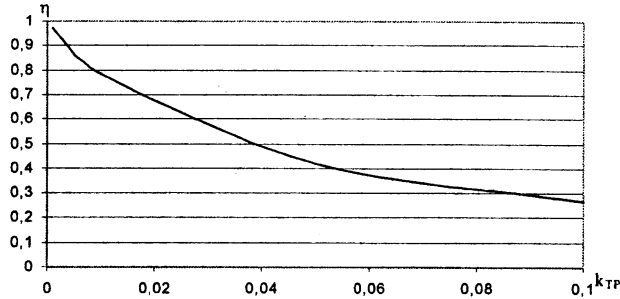


Рис.3 Зависимость коэффициента полезного действия планетарной зубчатой передачи от коэффициентах трения в сопряжении эксцентрика и сателлита $k_{тр}$ при $(R_э/e)=20$

Табл.1 К.п.д. планетарных зубчатых передач при различных углах зацепления α_t

$\frac{R_э}{e}$	$k_{тр}=0,1$		$k_{тр}=0,01$			$k_{тр}=0,001$			
	Угол зацепления $\alpha_t, ^\circ$								
	1 5	20	25	1 5	20	25	1 5	2 0	2 5
5	0,60	0,5 8	0,5 6	0,94	0,9 3	0,9 3	0,9 9	0,99	0,99
10	0,43	0,4 1	0,4 0	0,89	0,8 8	0,8 7	0,9 9	0,99	0,99
15	0,34	0,3 2	0,3 1	0,84	0,8 3	0,8 2	0,9 8	0,98	0,98
20	0,28	0,2 7	0,2 5	0,80	0,7 8	0,7 7	0,9 8	0,97	0,97
25	0,24	0,2 2	0,2 1	0,76	0,7 4	0,7 3	0,9 7	0,97	0,96
30	0,21	0,1 9	0,1 8	0,72	0,7 1	0,6 9	0,9 6	0,96	0,96
35	0,18	0,1 7	0,1 6	0,69	0,6 8	0,6 6	0,9 6	0,95	0,95
40	0,16	0,1 5	0,1 4	0,66	0,6 5	0,6 3	0,9 5	0,95	0,94
45	0,15	0,1 4	0,1 3	0,64	0,6 2	0,6 0	0,9 5	0,94	0,94
50	0,14	0,1 3	0,1 2	0,61	0,5 9	0,5 8	0,9 4	0,94	0,93

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Анализ результатов исследований влияния трибологических и конструктивных параметров на коэффициенты полезного действия планетарных зубчатых передач из алюминиевых сплавов с композитными покрытиями на основе оксидокерамики на рабочих поверхностях их трущихся сопряжений показал следующее.

Наибольшее влияние на коэффициент полезного действия планетарной зубчатой передачи оказывают соотношения между радиусом эксцентрика и эксцентриситетом и коэффициент трения в их соединении (рис.2,3). Увеличение отношения R_3/e от 5 до 50 при $k_{тр} = 0,01$ приводит к снижению η_3 с 0,94 до 0,6, причем с увеличением значения $k_{тр}$ влияние отношения R_3/e возрастает. Углы зацепления, обуславливающие величину радиальных усилий, возникающих в зубчатом зацеплении, оказывают менее существенное влияние на коэффициенты полезного действия передач рассматриваемого типа. (табл.1). Увеличение углов зацепления с 15° до 25° приводит к снижению η на 3 ÷ 4%.

Таким образом к наиболее рациональным подходам создания планетарных зубчатых передач с повышенными коэффициентами полезного действия можно отнести использование в них подшипников скольжения в соединении эксцентрика с сателлитом с рабочими поверхностями, выполненными с многослойным композиционным поверхностно модифицированным антифрикционными материалами покрытиями на основе оксидокерамики, сочетающими высокие прочностные и износостойкие свойства с пониженными до 0,001-0,005 коэффициентами трения. Это позволяет обеспечить отношения R_3/e , близкие к $15 \div 20$ и соответствующие им коэффициенты полезного действия.

Как показали исследования, проведенные в Институте надежности машин НАН Беларуси в качестве антифрикционных лакирующих оксидокерамику поверхностных слоев, обеспечивающих пониженные коэффициенты трения, могут быть использованы покрытия CrC [5], полученные на оксидокерамике методом пиролиза и модифицированные ультрадисперсными алмазоподобными материалами, а также введением в смазку специальных антифрикционных присадок на основе дисульфида молибдена. При этом, как правило, конструкционные и прочностные свойства эксцентрика позволяют обеспечить соотношение R_3/e в диапазоне $10 \div 15$, что в сочетании с пониженными коэффициентами трения и передаточными отношениями $u = 40 \div 60$ достигнуть к.п.д. передачи на уровне $0,90 \div 0,92$ и более.

В конструкции могут быть использованы и подшипники качения со смазками, имеющими специальные антифрикционные присадки, обеспечивающие коэффициенты трения на уровне $k_{тр} = 0,001 \div 0,003$.

Испытания планетарных зубчатых передач, созданных с использованием алюминиевых сплавов при изготовлении основных деталей с последующим формированием на их рабочих поверхностях композиционных многослойных покрытий на основе оксидокерамики, при рациональных подходах к конструированию, позволяет снизить уровни виброускорений 1,5 ÷ 4 раза, генерируемые шумы на 6 ÷ 12 дБ, значительно уменьшить вес и повысить ресурс работоспособности. Это, в сочетании с повышенными коэффициентами полезного действия, позволяет создать привода повышенной конкурентоспособности с улучшенными служебными характеристиками.

Литература. 1.Свидетельство на полезную модель № 22691 РФ кл.⁴ 7 F 16 Н 7/02, 37/02. Фрикционная передача/В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, М.А. Леванцевич//Бюл., 2002, № 11. 2.Свидетельство на полезную модель № 22811 РФ кл.⁴ 7 F 16 Н 7/02, 37/02. Передача с гибкой связью /В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, М.А. Леванцевич//Бюл., 2002, № 11. 3.Мардосевич. Е.И. Металлокерамические привода зацеплением//Сб.научн.тр. Вестник национального технического университета «Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники».

университета “ХПИ”. Тематический выпуск “Технологии в машиностроении”. Харьков, №13, 2001. 4. Mardosevich E.I., Basinyuk V.L. Metal-Ceramics Systems of Increased Reliability for Dynamically Loaded Drives of Robotics and Devices of Service Maintenance and Management/Nonlinear Dynamics, Chaos, Catastrophes and Control. International Students' Conference. May 24-25, 2001. Riga Technical University 5. Mardosevich E.I., Basinyuk V.L. Metal-Ceramics Friction Drives. //Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века// Сборник трудов МНТК в г. Севастополе 10-16 сентября 2001г. В 3-х томах. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Т.3. – 276с.

УДК 621.833

Басинюк Я.В.

ВИБРОДИАГНОСТИКА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

ВВЕДЕНИЕ

Вибродиагностика относится к одному из наиболее удобных, относительно доступных и эффективных средств оценки и мониторинга технического состояния передач зацепления, рассматривающая трансмиссию как объект в целом [1] или отдельные зубчатые колеса и пары зубьев [2-4]. При этом анализируются изменения спектров или кепстров вибраций [1], связанные с возникновением дефектов на зубчатых колесах, собственных частот колебаний парциальных контуров, образованных находящимися в зацеплении зубьями [2,3] и амплитудных значений вибрационного сигнала [4].

При реализации приведенных выше способов вибродиагностики каждое зубчатое колесо или зубчатая пара контролируются отдельно. Обработка полученных результатов, как правило, осуществляется с использованием эталонных значений контролируемых параметров [1,4], которые существенно зависят от места расположения вибродатчиков и инерционно-жесткостных характеристик диагностируемой системы. Необходимы конкретные значения предварительно определенных собственных частот колебаний парциальных контуров [2,3], нелинейно связанных с жесткостными характеристиками привода. Требуются критерии идентификации изменений контролируемых параметров с обусловившими их разрушениями зубьев, которые не всегда могут быть сформированы на стадии создания нового изделия по техническим и экономическим причинам.

В целом, это сужает области применения приведенных выше способов вибродиагностики и не всегда позволяет эффективно использовать существующие подходы при оценочных и ресурсных испытаниях вновь создаваемых объектов, контроле качества их изготовления и сборки и выявлении локальных дефектов или разрушений на ранней стадии их возникновения в эксплуатации.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований являлась разработка методики виброакустической диагностики зубчатых передач, основанной на расширенном использовании информационных технологий и позволяющей осуществить одновременный контроль всех шестерен кинематической цепи при стендовых испытаниях и в условиях эксплуатации, исключив из процесса диагностирования необходимость в эталонных значениях контролируемых параметров при одновременном повышении точности их оценки за счет снижения влияния на результаты диагностирования режимов функционирования и инерционно-жесткостных характеристик диагностируемых объектов, в целом обеспечив эффективный контроль качества их изготовления и сборки и выявлении локальных дефектов или разрушений на ранней стадии возникновения при испытаниях и в эксплуатации.