

7. Заявка № 2002113404 РФ от 22.06.2002 кл.⁴ G 01 М 7/00. Способ виброакустической диагностики передач зацеплением/Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич.
8. Анализ вынужденных параметрических колебаний косозубой передачи на АВМ// Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами.Сб./Э.Л. Айрапетов,

В.И. Апархов, А.А. Жирнов, О.И. Косарев, И.Т. Чернявский.- М.: Наука,1976. - С.111-125.

9. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами.Сб./Э.Л. Айрапетов, В.И. Апархов, М.Д. Генкин, А.А., Жирнов, О.И. Косарев.-М.: Наука, 1976.-С.3-18.

УДК 62-587.5

Мардосевич Е.И.

КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ 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, имеющие твердость 12÷22 ГПа при толщине 0,070÷0,3мм позволяет обеспечить пониженный вес и соответствующую повышенную удельную мощность передачи и увеличенный, по сравнению со стальными поверхностноупрочненными 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

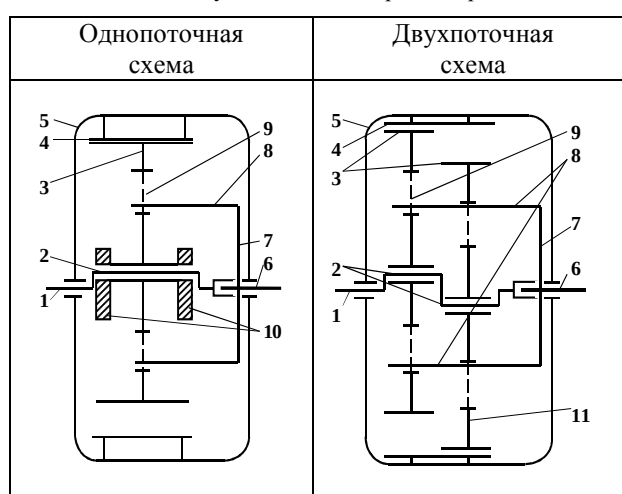
Целью исследований являлось оценка влияния трибологических свойств трущихся сопряжений планетарной зубчатой передачи на коэффициенты ее полезного действия и определение наиболее рациональных путей их повышения.

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.

Таблица 1 – Схемы зубчатых планетарных передач.



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.

Коэффициент полезного действия передачи может быть представлен в виде:

$$\eta = \eta_{\Sigma} \cdot \eta_{\Sigma} \cdot \eta_M, \quad (1)$$

η_{Σ} – коэффициент полезного действия сопряжения «эксцентрик-сателлит»,

η_{Σ} – коэффициент полезного действия зубчатой передачи «сателлит – корончатое колесо»,

η_M – коэффициент полезного действия фрикционного сопряжения «сателлит – фланец выходного вала».

Величина $\eta_{\Sigma} \cdot \eta_M$ может быть принята равной 0,97÷0,99 [4].

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

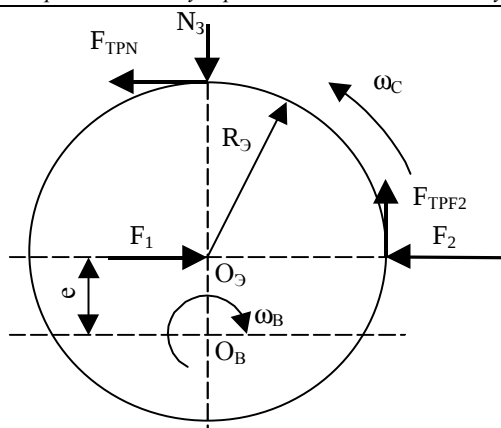


Рисунок 1.

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_{TPN} – сила трения, возникающая при взаимодействии сателлита с эксцентриком при воздействии радиальной силы N_3 со стороны зубчатого зацепления, F_{TPF2} – сила трения, возникающая при взаимодействии сателлита с эксцентриком при воздействии силы F_2 , ω_B , ω_C – частоты вращения соответственно входного вала и сателлита (стрелками показаны направления вращения), O_B – ось входного вала, O_3 – ось эксцентрика, R_3 – радиус эксцентрика.

Величины приведенных выше сил могут быть определены из следующих соотношений:

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

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

$$F_{TPN} = k_{TP} \cdot N_3 \quad (4)$$

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

$$F_{TPF2} = k_{TP} \cdot F_2 \quad (6)$$

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_{TP} – коэффициент трения, действующий в сопряжении эксцентрика с сателлитом.

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

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

$$T_1 - F_{TPN} \cdot (e + R_3) - F_{TPF2} \cdot R_3 - F_2 \cdot e = 0 \quad (7)$$

или

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

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

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

или

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

где R_O – радиус делительной окружности корончатого зубчатого колеса.

Отсюда

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

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)

$$h_3 = \{ [k_{TP} \cdot [(1 + R_3/e) \cdot \operatorname{tg} \alpha_t + R_3/e + 1]] \}^{-1} \quad (13)$$

Анализ выражения (13) показывает, что коэффициент полезного действия планетарной зубчатой передачи рассматриваемого типа определяется коэффициентом трения, возникающим при взаимодействии эксцентрика и сателлита (k_{TP}), 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 $k_{TP}=0,001 \div 0,02$, 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 таблице 1.

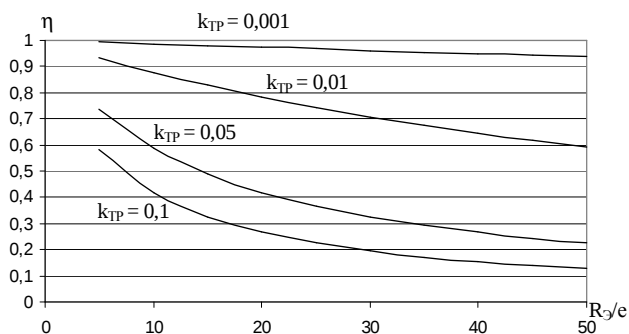


Рисунок 2 – Зависимость коэффициентов полезного действия планетарной зубчатой передачи от отношения R_3/e при различных коэффициентах трения в сопряжении эксцентрика и сателлита k_{TP} .

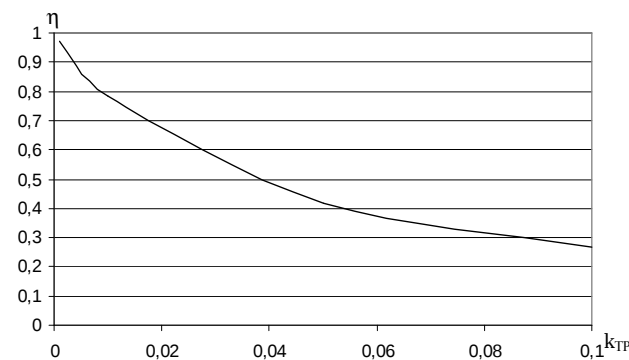


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента полезного действия планетарной зубчатой передачи от коэффициентов трения в сопряжении эксцентрика и сателлита k_{TP} при $(R_3/e)=20$.

Таблица 1 – К.п.д. планетарных зубчатых передач при различных углах зацепления α_c .

R_{Σ}/e	$k_{TP}=0,1$			$k_{TP}=0,01$			$k_{TP}=0,001$		
	Угол зацепления $\alpha_c,^\circ$								
	15	20	25	15	20	25	15	20	25
5	0,60	0,58	0,56	0,94	0,93	0,93	0,99	0,99	0,99
10	0,43	0,41	0,40	0,89	0,88	0,87	0,99	0,99	0,99
15	0,34	0,32	0,31	0,84	0,83	0,82	0,98	0,98	0,98
20	0,28	0,27	0,25	0,80	0,78	0,77	0,98	0,97	0,97
25	0,24	0,22	0,21	0,76	0,74	0,73	0,97	0,97	0,96
30	0,21	0,19	0,18	0,72	0,71	0,69	0,96	0,96	0,96
35	0,18	0,17	0,16	0,69	0,68	0,66	0,96	0,95	0,95
40	0,16	0,15	0,14	0,66	0,65	0,63	0,95	0,95	0,94
45	0,15	0,14	0,13	0,64	0,62	0,60	0,95	0,94	0,94
50	0,14	0,13	0,12	0,61	0,59	0,58	0,94	0,94	0,93

Диапазоны изменений коэффициентов трения, передаточных отношений, углов зацепления и соотношений R_{Σ}/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.

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_{Σ}/e от 5 до 50 при $k_{TP} = 0,01$ приводит к снижению η_{Σ} с 0,94 до 0,6, причем с увеличением значения k_{TP} влияние отношения R_{Σ}/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 ко-

эффициентами трения. Это позволяет обеспечить отношения R_{Σ}/e , близкие к 15 ÷ 20, и соответствующие им коэффициенты полезного действия.

Как показали исследования, проведенные в Институте надежности машин НАН Беларуси, в качестве антифрикционных плакирующих оксидокерамику поверхностных слоев, обеспечивающих пониженные коэффициенты трения, могут быть использованы покрытия СтС [5], полученные на оксидо-керамике 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_{Σ}/e в диапазоне 10 ÷ 15, что в сочетании с пониженными коэффициентами трения и передаточными отношениями $u = 40 \div 60$ достигнуть к.п.д. передачи на уровне 0,90÷0,92 и более.

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

Испытания показали, что использование 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 шума 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.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

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 "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.