

О СВЯЗИ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ С ИЗНОСОМ ДЕТАЛЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПЛАНЕТАРНОЙ РАДИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Докт. техн. наук, проф. ПАШКЕВИЧ М. Ф.,
канд. техн. наук, доц. ПАШКЕВИЧ В. М., асп. ПАШКЕВИЧ А. М.

Могилевский государственный технический университет,
Белорусский национальный технический университет

В Могилевском государственном техническом университете ведутся исследования кулачково-плунжерных передач, в результате которых созданы новые типы таких передач, а в будущем их конструкции будут усовершенствованы и доведены до практического использования.

Одним из важных направлений исследования радиально-плунжерных передач является изучение потери их кинематической точности в процессе износа деталей зацепления. На этой основе могут быть предложены рациональные области использования таких передач, а также пути повышения износостойкости тех деталей, которые в наибольшей мере определяют кинематическую точность.

Объектом исследования стала шариковая радиально-плунжерная передача, рассчитанная на передаточное отношение $U = 17$. Конструкция передачи представлена на рис. 1. Передача имеет двухрядное исполнение. Она содержит корпус 1 с крышками 2 и 3, в которых установлены ведущий 4 и ведомый 5 валы в подшипниках 6, 7, 8 и 9. На ведущем валу закреплены эксцентрики 10 и 11, имеющие угловое смещение друг относительно друга на 180° . На подшипниках 12 и 13, которые установлены на эксцентриках, размещены ведущие звенья 14 и 15. Они взаимодействуют с расположенными в сепараторе 16 шарами 17, входящими в зацепление с многопериодным кулачком 18. Для закрепления на основании испытательного стенда передача снабжена сварным кронштейном 19.

При вращении вала 4 ведущие звенья воздействуют на шары, поочередно перемещая их в радиальном направлении и утапливая во впадины периодического профиля кулачка. Количество шаров n в каждом ряду на единицу

больше, чем число периодов m_2 периодического профиля кулачка, поэтому за один оборот ведущего звена система шаров повернется вместе с сепаратором на один угловой период неподвижного кулачка.

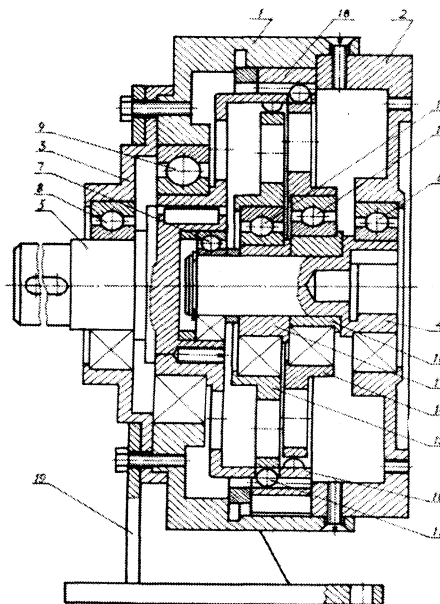


Рис. 1. Конструктивная схема опытного образца шариковой радиально-плунжерной передачи

Исследования износа проходили следующим образом. Передача соединялась с электродвигателем и приводилась во вращение с частотой 1500 мин^{-1} . Интенсификация износа достигалась за счет добавления в смазку абразива. Зернистость применяемого абразива – 32...40. Измерения износа деталей зацепления передачи проводились в начале эксплуатации, после приработки в течение 0,5 ч без абразива, а затем после наработки 3, 10, 26, 54 и 56 ч в среде абразива. После 56 ч работы в среде абразива

состояние передачи соответствовало катастрофическому, предшествующему ее отказу.

Измерения износа выполнялись с применением универсальных измерительных средств: инструментального микроскопа, индикатора часового типа, микрометра, индикаторного нутромера и штангенциркуля. Измерялись следующие параметры: b – ширина следа износа от шарового плунжера на боковой поверхности зубьев центрального колеса; l – длина этого следа; s – величина износа отверстий сепаратора; e – ширина следа износа от шарового плунжера на рабочей поверхности ведущих звеньев. После каждой ступени наработки измерялись также свободный ход ведомого вала, КПД и кинематическая погрешность передачи. Свободный ход измерялся на конце рычага длиной $L = 600$ мм, закрепленного на ведомом валу. Исследования КПД и кинематической погрешности передачи проводились на испытательном стенде, обеспечивавшем условия действия испытуемой передачи, близкие к эксплуатационным. Особенности работы этого стенда и его функциональные возможности описаны в [1].

При измерении кинематических погрешностей передачи использовался стандартный преобразователь угловых перемещений ВЕ-178А. Величина кинематической погрешности определялась по формуле $F = (\varphi_{2д} - \varphi_{2н})r = \Delta\varphi_2 r$, где $\varphi_{2д}$ и $\varphi_{2н}$ – действительный (измеренный) и номинальный (расчетный) углы поворота ведомого вала; r – радиус, на котором измеряется угол поворота. Из этой формулы выражалась величина погрешности угла поворота ведомого звена в соответствии с соотношением $\Delta\varphi_2 = \frac{F}{r}$, которая давала значение кинематической погрешности передачи в рассматриваемом положении этого вала.

Сведения о свободном ходе ведомого вала, КПД передачи и износе деталей зацепления приводятся в табл. 1.

Индексы 1 и 2 соответственно относятся к первому и второму рядам плунжеров. В таблице приведены средние значения параметров. При этом доверительные интервалы измеряемых размеров при доверительной вероятности 0,95 составили: для b и l – 0,1...0,2 мм, для s – 0,01...0,02 мм, для e – 0,1 мм, для диаметра ша-

ровых плунжеров – 0,001 мм. Таким образом, результаты измерений линейных размеров имели достаточно высокую точность.

Таблица 1
Изменение размеров деталей зацепления в процессе наработки

Состояние передачи	1	2	3	4	5	6
Наработка, ч	0,5	3	10	26	54	56
Свободный ход, мм	23	27	31	36	71	82
КПД зацепления	0,433	0,403	0,414	0,441	0,43	0,389
Диаметр шаров, мм	9,52	9,51	9,48	9,44	9,13	9,11
b_1 , мм	3	4,04	4,34	4,68	5,12	5,3
l_1 , мм	6,48	7,89	8,05	8,25	8,85	8,9
$s_1 \cdot 10^{-2}$, мм	7,18	20,82	24,01	28	50	52,5
e_1 , мм	2	3,3	3,43	3,6	4,35	4,36
b_2 , мм	3,15	3,9	4,21	4,6	4,83	4,84
l_2 , мм	7,03	7,51	7,68	7,73	8,28	8,29
$s_2 \cdot 10^{-2}$, мм	4,71	29,12	30,87	33,06	51,06	51,24
e_2 , мм	2,3	3,5	3,68	3,9	4,4	4,42

Исследования показали, что величины износа всех деталей зацепления имеют общую тенденцию, совпадающую с классическим представлением о линейной связи нормального износа с наработкой. На рис. 2 показана зависимость износа отверстий сепаратора от величины износа шаровых плунжеров. За исключением участка приработки и участка прогрессирующего износа эта зависимость практически линейна. Коэффициент линейной корреляции составляет $r = 0,96$. Для других деталей и параметров износа значение коэффициентов корреляции также высоко и составляет 0,89...0,98. Этот факт свидетельствует о том, что для диагностики состояния передачи, соответствующего участку нормального износа, можно использовать наиболее доступный для измерения диагностический параметр. По значению этого параметра и уравнениям регрессии могут быть определены величины износов всех деталей передачи, которые количественно характеризуют ее состояние.

На рис. 3 представлен один из графиков кинематических погрешностей (а) и их амплитудно-частотных спектров (б). Эти данные получены для передачи в ее исходном состоянии

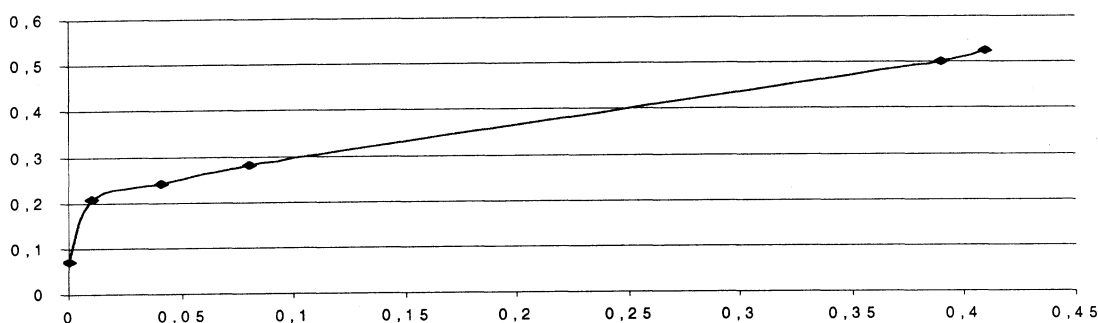


Рис. 2

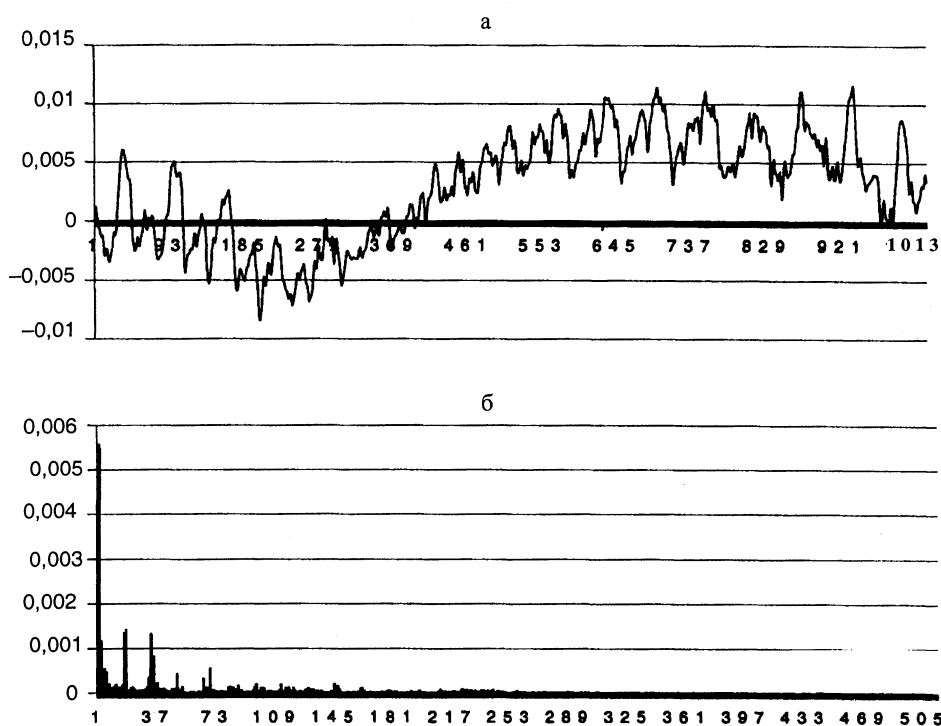


Рис. 3

при нагрузке моментом 66 Нм на ведомом валу. На всех уровнях передаваемых нагрузок графики изменения кинематических погрешностей имеют вид синусоид с наложенными на них высокочастотными колебаниями погрешности. При увеличении нагрузки до 55 Нм наибольшая кинематическая погрешность сначала уменьшается с $22,5 \cdot 10^{-3}$ до $12,5 \cdot 10^{-3}$ рад, а при даль-

нейшем увеличении нагрузки – возрастает и при $M = 66$ Нм достигает $20 \cdot 10^{-3}$ рад.

Амплитудно-частотный спектр имеет зоны локализации амплитуд с близкими частотами в окрестности гармонических составляющих с номерами 1, 17, 34, 51, 68, 85. Амплитуды гармонических составляющих с номерами свыше 145...150 малы и соответствуют уровню шума

средства измерения. При увеличении передаваемой нагрузки от 0 до 66 Нм амплитуда первой гармонической составляющей A_1 возрастает от $1,8 \cdot 10^{-3}$ до $5,7 \cdot 10^{-3}$ рад. Амплитуда A_{17} при этом уменьшается с $2 \cdot 10^{-3}$ рад до $1,3 \cdot 10^{-3}$ рад, а амплитуда A_{34} имеет величину примеров, равную величине A_{17} , и ту же тенденцию к уменьшению. Остальные гармонические составляющие имеют меньшие значения амплитуд $(0,6...0,7) \cdot 10^{-3}$ рад и показывают некоторое уменьшение при возрастании передаваемой нагрузки.

Результаты исследования изношенной передачи показали, что без нагрузки передача имеет низкочастотные составляющие кинематической погрешности с номерами 1, 17, 34, 51, отличающимися значительной величиной, которая превышает соответствующие величины составляющих в исходном состоянии передачи. Составляющие кинематической погрешности с номерами свыше 70 имеют малые амплитуды и на фоне доминирующих амплитуд в спектре почти не заметны.

При увеличении передаваемой нагрузки высокочастотные составляющие кинематической погрешности увеличиваются, графики кинематических погрешностей становятся все более зашумленными, а в их спектрах появляются средне- и высокочастотные области с увеличивающимися амплитудами. По мере нарастания нагрузки значения A_1 , A_{17} , A_{34} уменьшаются, а значения амплитуд составляющих с более высокими частотами увеличиваются. В диапазоне частот 230...260 образуется зона локализации возрастающих амплитуд, которая на холостом ходу, а также в исходном (неизношенном) состоянии не проявлялась. По-видимому, появление этой зоны обусловлено существенным износом подшипников качения, на которых установлены ведущие кулачки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пашкевич В. М., Пашкевич М. Ф. Информационная система для исследований кинематической погрешности передач в сборе // Машиностроение: Респ. межведомственный сб. науч. тр. – 2000. – Вып. 16. – С. 88–93.