

УДК 681.3

Ю.С.Монахов (асп., СПбГУ ИТМО), Д.Г.Суриков, асп.,  
Е.В.Шалобаев, к.т.н., доц., В.Е.Старжинский д.т.н., проф. (ИММС НАН Б)

## ИЗ ОПЫТА ПРОЕКТИРОВАНИЯ СООСНЫХ РЕДУКТОРОВ С БЛОКАМИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ИЗ ПЛАСТМАСС

Особенности пластмасс, такие как высокий коэффициент линейного расширения  $\alpha$ , ползучесть и релаксация напряжений, высокие трибологические характеристики делают возможным реализацию принципиально нового отношения к выбору передаточных отношений и компоновочных решений редукторов приборов. Во-первых, для механизмов, работающих в относительно широком температурном диапазоне (перепад температур  $\Delta T=30^\circ\text{C}$ ), при разбивке передаточного числа между ступенями (особенно по критерию минимизации кинематической погрешности) диаметры зубчатых колес могут превысить критическое значение, при котором происходит заклинивание.

Например, для механизма с передаточным числом в 45 тыс. крат, при семи ступенях с передаточным числом в ступени 4,62 (по критерию равномерной разбивки передаточного числа по ступеням), с модулем 0,3мм, с числами зубьев 18 и 83 в паре, из полиамида ПА-6 ( $\alpha=10\cdot 10^{-5}^\circ\text{C}^{-1}$ , по данным исследований ИММС НАН Б) полностью выбирается радиальный зазор в зацеплении равный 0,25m. Известны зависимости, характеризующие предельные значения модулей в зависимости от коэффициента  $\alpha\cdot\Delta T$  и полусуммы диаметров выступов колес в зацеплении  $a=(d_{a1}+d_{a2})/2$ , вычисленные по формуле, по которой рассчитывается зазор, предназначенный для компенсации температурных деформаций:

$$C_{\alpha\cdot\Delta T} = \pm \alpha\cdot\Delta T a.$$

Предельные значения  $Z_{\Sigma\text{пред.}}$  рассчитываются по формуле:

$$Z_{\Sigma\text{пред.}} = 2 [a / m - 2].$$

Задаваясь  $\alpha\cdot\Delta T$  (в примере 0,003), для колес с  $m=0,3\text{мм}$  для компенсации температурного расширения расчетным радиальным зазором необходимо иметь суммарное число зубьев колес в передаче  $Z_{\Sigma\text{пред.}}=83$ , а не 101, как в рассматриваемом примере. Иначе говоря, имеет место заклинивание, т.е. условие  $c=0,25>a$  не выполняется. Для снижения тепловых деформаций колес большого диаметра можно использовать металлическую арматуру, что усложняет конструкцию и удорожает производство.

Во-вторых, при соединении вала со ступицей возникают проблемы фиксации взаимного положения деталей. Фрикционные соединения нежелательны в связи с последующим ослаблением посадки, вызванной ползучестью материала. Штифтовые, шпоночные, шлицевые соединения неприменимы из-за малых размеров и деформаций пластмассовых деталей, вызванных разной их прочностью по сравнению со стальными штифтами, шпонками, шлицами вала, а также сложности сборки.

Наиболее рациональной конструкцией представляется блок зубчатых колес на неподвижной стальной оси. Цельнолитой пластмассовый блок соединяет в себе функции передачи и опоры. Опыт проектирования показал, что целесообразно реализовать конструкцию, основная часть которой представляет собой две параллельные оси с вращающимися на них блоками. При этом каждая из шестерен предыдущего блока является ведущим звеном по отношению к колесу последующего блока. Иначе говоря, полученная конструкция представляет собой многоступенчатый соосный редуктор.

Сравнительный анализ конструкций, произведенный в работах [1-3] показал, что предлагаемая схема обеспечивает уменьшение габаритов и массы редуктора даже при

условии реализации передаточного числа 2...3 в двух ступенях (при двух сопряженных парах колес), а такие значения передаточных чисел ступеней обеспечивают минимальные габариты по ширине и высоте механизма. Таким образом, соосная компоновка снимает проблему крепления колес на валу; существенно снижает опасность заклинивания передачи из-за полной выборки радиального зазора; уменьшает массогабаритные параметры.

По реакции на предыдущие публикации по тематике соосных редукторов можно сделать следующие выводы. Сомнения в ценности указанных работ касаются, в основном, вопросов об исследованиях свойств рассматриваемых редукторов. Действительно, проведение подобных исследований представляет собой достаточно сложную проблему, особенно, когда речь идет об исследованиях таких эксплуатационных параметров, как трение и износ. В предыдущих публикациях речь шла о конструкторских схемах, компоновочных решениях и выводе обобщенной формулы для их проектирования на основе геометрических зависимостей и соотношений, сравнительных характеристиках разных схем редукторов. Внедрение разработок в практику касалось решения отдельных, частных вопросов.

По данным ИММС НАН Б (г.Гомель, Беларусь) расчетный КПД для каждой пары зубчатых колес из полиамида в зависимости от отношения числа зубьев составляет следующий ряд: 10/40 – 0,957; 14/35 – 0,98; 18/30 – 0,969; 30/30 – 0,977; 21/28 – 0,971; 20/30 – 0,971; 16/32 – 0,968; 27/40 – 0,979; 19/29 – 0,97. Прямой зависимости здесь не прослеживается, однако косвенно можно сделать вывод (после исключения наиболее выпадающих из ряда значений и интерполяции), что с увеличением передаточного числа в паре КПД возрастает. По исследованиям, проведенным в том же академическом институте, КПД подшипника скольжения (полиамид марки ПА-6 по стали) равен 0,95. Для первого положения коробки скоростей – расчетный КПД равен 0,35 (для последнего 0,15). Необходимо заметить, что существуют еще потери на трения от контакта торцов блоков, вращающихся в одну сторону с разными скоростями, принимая КПД в подобном контакте равным 0,99 при общем числе контактов равном 17, получаем общий расчетный КПД равный 0,12...0,11. Расчетная мощность электродвигателя с учетом рассчитанного выше КПД – 10 Вт. (момент на выходе  $T_{\text{вых}} = 4,664 \cdot 10^6$  Н мм, частота вращения выходного вала  $n_{\text{вых}} = 2,654 \cdot 10^{-3}$  мин<sup>-1</sup>). Окружная мощность барабана исполнительного органа приводного механизма определяется окружной скоростью  $V_t = 10$  мм/ч и окружным усилием  $F_t = 0,466 \cdot 10^6$  Н. Отсюда расчетная мощность двигателя равна 10 Вт. Правильность определения КПД редуктора подтверждается сравнением мощности, потребляемой двигателем от сети, с мощностью производимой барабаном работы.

Схема была реализована по результатам совместной НИР ИММС НАН Б и СПбГУ ИТМО по проектированию механизма привода компенсографа 7ND 2021, внедренного в КИП на Старооскольском металлургическом комбинате. Работоспособность данной конструкции доказана ее почти десятилетней работой. Что касается износа, то замена набора блоков производилась через пять лет работы (полный набор блоков поставлялся в комплекте запасных комплектующих деталей, для различимости блоки были выполнены из пластмасс разного цвета).

Заинтересованность в подобных редукторах проявили сотрудники обсерваторий.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Шалобаев Е.В. Выбор кинематических параметров многоступенчатых зубчатых механизмов // Вестник Харьковского политехнического университета. Вып. 109. - 2000. - С.173-181.
2. Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В. Состояние и перспективы развития соосных многоступенчатых редукторов нового поколения // Материалы Всероссийской конференции с международным участием. Под ред. Е.В.Шалобаева. Изд. 2-е доп. и испр. - СПб.: ЦЦП, Светоч, 2002. 151с.

3. Шалобаев Е.В., Старжинский В.Е., Монахов Ю.С. Оптимизация объема многоступенчатых соосных схем редукторов приборов // Материалы 6-й сессии Международной научной школы: Фундаментальные и прикладные проблемы точности процессов, машин, приборов, систем (Фридлендеровские чтения). –2004. С. – С.113-118.