

УДК 621.833

Ю.С.Монахов (6 курс, каф. мехатроники, СПГУИТМО), Е.В.Шалобаев, к.т.н., доц.

ОПТИМИЗАЦИЯ ГАБАРИТОВ СООСНЫХ СХЕМ РЕДУКТОРОВ

Одной из проблем проектирования мехатронных систем является различная плотность использования объема механическими и электронными компонентами, в результате чего встает задача о разработке компактных конструкций. Это является первым этапом миниатюризации конструкции механической компоненты мехатронных систем. Такими системами являются прециссирующие, планетарные, волновые и соосные передачи.

Остановимся на вопросе оптимизации габаритов для соосных передач. Соосными, по определению, называют механизмы, у которых геометрическая ось совпадает с осями звеньев, подводящих и отводящих крутящие моменты. На рис. 1 представлена схема многоступенчатого рядового соосного механизма. Очевидно, что при одинаковом межосевом расстоянии всех ступеней такого редуктора передаточное отношение каждой ступени может изменяться в пределах, определяемых величиной модуля, суммой чисел зубьев в паре колес данной ступени, коэффициентом суммы смещений в паре и углами наклона зубьев в отдельных парах. Очевидно также, что такая схема может быть реализована при наличии свободно вращающихся на осях блоков зубчатых колес. Для приборных приводов эффективным решением является изготовление блоков колес из пластмасс, обеспечивающих в большинстве случаев приемлемые значения триботехнических характеристик при

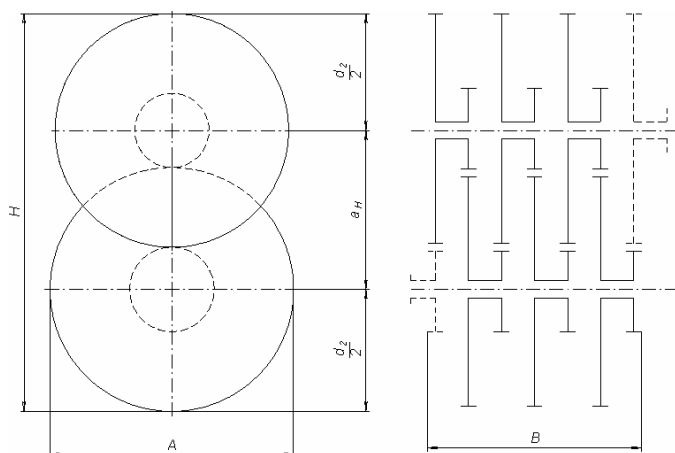


Рис. 1. Схема многоступенчатого рядового соосного механизма

использовании посадочных отверстий блоков в качестве подшипников скольжения.

Из конструктивных соображений получения приемлемых габаритов механизма целесообразно принимать передаточное число в одной ступени u_j в пределах $3 < u_j < 6$ при опорах на подшипниках качения и $u_{j \min} = 2$ при использовании подшипников скольжения.

Зубчатые передачи, используемые в приводах приборов, отличаются, в частности, большими значениями общего передаточного отношения u_p – от сотен до нескольких десятков тысяч. При проектировании таких приводов применяются многоступенчатые мелко модульные цилиндрические зубчатые передачи. Преимущества этих передач перед волновыми и двухступенчатыми червячными – технологичность конструкции, компактность компоновки и универсальность.

Поскольку показатели угловой погрешности, приведенного момента инерции, КПД улучшаются при больших передаточных отношениях в ступенях механизмов, особенно тихоходных, распределение u_p целесообразно производить по условию:

$$u_1 \leq u_2 \leq \dots \leq u_j \leq \dots \leq u_n \quad (1)$$

При равномерном распределении u_p по ступеням редуктора имеем:

$$u_j = \sqrt[n]{u_p} \quad (2)$$

При неравномерном распределении u_p принимают один из законов экспоненциальной, геометрической или арифметической прогрессии.

Габаритные размеры редуктора – длину A , ширину B и высоту H можно записать в следующем виде:

$$A = mz_1 \sqrt[n]{u_p} \quad (3)$$

$$B = K_c \psi_{bm} mn \quad (4)$$

$$H = mz_1 [(1 + \sqrt[n]{u_p}) + 2\sqrt[n]{u_p}] / 2, \quad (5)$$

где $\psi_{bm} = b/m$ – коэффициент ширины зубчатого венца; $K_c=1,1\dots1,2$ – коэффициент, зависящий от числа рядов и торцевых зазоров между сидящими на одном валу шестерней и колесом.

Перемножив габаритные размеры $A \cdot B \cdot H$, получим выражение для объема редуктора:

$$V_c = mz_1 \sqrt[n]{u_p} \cdot K_c \psi_{bm} mn \cdot mz_1 [(1 + \sqrt[n]{u_p}) + 2\sqrt[n]{u_p}] / 2 \quad (6)$$

Выделяя основные параметры, от которых зависит объем редуктора, получим итоговое выражение для относительного объема соосного редуктора:

$$V_c / \gamma_c = u_p^{1/n} (1 + 3u_p^{1/n}) n, \quad (7)$$

где $\gamma_c = m^3 z_1^2 \psi_{bm} K_c / 2$ параметр, характеризующий относительный объем.

Минимизируя функционал (7), приравняв нулю производную по n и приняв некоторое фиксированное значение u_p , например $u_p=10$, после необходимых преобразований получим оптимальное значение числа ступеней $n_{opt}=3,915 \cdot \lg u_p$, при этом передаточное число каждой ступени редуктора равно:

$$u_{j_{opt}} = 10^{1/n_{opt}} = 1,8 \quad (8)$$

Многоступенчатый редуктор с соосной компоновкой является наиболее компактным – по сравнению с ним объем редуктора по схеме уступом, уступом при расположении ступеней под углом $\varphi = 60^\circ$ и орбитальной компоновкой соответственно на 45...49%, 29...35% и 33...62% больше.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Старжинский В.Е., Тимофеев Б.П., Шалобаев Е.В., Кудинов А.Т. Пластмассовые зубчатые колёса в механизмах приборов. Справочное и научное издание. - СПб.-Гомель: ИММС НАН Б, 1998.- 538с.
1. Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В., Осипенко С.А., Бабченко А.А. Оптимизация многоступенчатых приборных зубчатых редукторов с орбитальной компоновкой // Передачи и трансмиссии. -1997. - №2. - С. 15-24.