

В.Т.Абрамов, канд.техн.наук
А.А.Сухобрус, канд.техн.наук
В.А.Ткаченко, канд.техн.наук

УНИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ АВИАКОСМИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ И ОБОРУДОВАНИЯ НА БАЗЕ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Одним из составных элементов механических устройств авиа-космических приборов и оборудования является передаточный механизм, выполняющий функции согласования скорости и вида движения двигателя и объекта управления. В качестве передаточных могут использоваться различные механизмы: зубчатые, фрикционные, рычажные, винтовые, комбинированные. С точки зрения повышения надежности и работоспособности наиболее перспективными являются планетарные механизмы, которые за счет использования внутреннего зацепления и его многопарности позволяют получить массу и габаритные размеры в 2...5 раз меньше, чем у аналогичных по кинематическим возможностям и нагрузочной способности рядных передач. Планетарные механизмы позволяют также создавать механические устройства с несколькими степенями подвижности, что, в частности, дает возможность создать системы с резервированием, т.е. системы с повышенной надежностью.

Одним из перспективных методов проектирования является метод основанный на применении унифицированных сборочных единиц. Применительно к планетарным механизмам унификация заключается в создании модуля на базе простого планетарного механизма, совокупность которых позволит получить заданное передаточное отношение. Этот метод сокращает сроки и затраты на проектирование и изготовление изделия и повышает его надежность. При выборе базовой схемы для создания модуля в данной работе сравнивались простые планетарные механизмы *AA*, *AJ*, *AJ* /1/ по трем критериям: по работоспособности, массе и быстродействию. Критерием работоспособности планетарных механизмов в работе /2/ предлагается считать работоспособность подшипников сателлитов, зависящую, в свою очередь, от их относительной скорости.

Сравнение различных механизмов по относительной скорости сателлитов, массе и быстродействию показало, что наиболее рациональным для создания модуля является планетарный механизм *AJ* в диапазоне передаточных отношений $2,5 \leq u \leq 5,5$.

Для определения оптимальных параметров многоступенчатых механизмов составленных из модулей по критерию относительной угловой скорости сателлитов анализировалась следующая зависимость

$$K_{H\Sigma} = 2 \left(u \sum_{i=1}^{s-1} \frac{1-u_i}{2-u_i} \cdot \frac{1}{\prod_{j=1}^i u_j} + \frac{\prod_{i=1}^{s-1} u_i - u}{2 \prod_{i=1}^{s-1} u_i - u} \right), \quad (I)$$

где: S - число модулей в механизме,

u_i - передаточное отношение модуля.

Зависимость (I) представляет собой отношение суммарной угловой скорости сателлитов модулей к угловой скорости водила последнего модуля. Анализ функции (I) показал, что минимальное значение $K_{H\Sigma}$ будет при уменьшении передаточных отношений модулей от первого до последнего. При этом установлено, что передаточные отношения модулей, начиная со второго, мало отличаются друг от друга. В связи с этим для повышения технологичности изделия и с целью унификации предложено все модули кроме первого делать с одинаковыми передаточными отношениями. Суммарная относительная скорость сателлитов этих модулей будет определяться зависимостью

$$K_{H\Sigma} = 2 \frac{u_1 - 1}{u_1 - 2} \left(\sum_{i=1}^s u_1^i + 1 \right). \quad (2)$$

Для определения оптимальных параметров модулей по массе и быстродействию выведены формулы для суммарной массы модулей

$$M_H = \left(1 + \frac{K}{4} (u_1 - 2)^2 + \frac{\rho_M}{4} u_1^2 \right) \frac{\sum_{i=1}^s u_1^i}{K u_1 (u_1 - 2)}, \quad (3)$$

и приведенного момента инерции

$$J_H = \left(1 + \frac{3K}{16} (u_1 - 2)^2 + \frac{\rho_H}{16} u_1^2 \right) \frac{\sum_{i=1}^s (u_1^{5/3})^i}{(K u_1)^{5/3} (u_1 - 2)^{5/3}}. \quad (4)$$

с учетом их контактной равнопрочности. В зависимостях (3) и (4) коэффициент ρ_M учитывает массы корпуса, неподвижных зубчатых колес и водила, коэффициент ρ_H учитывает момент инерции водила [3], K - число сателлитов. Приведенные формулы позволяют

по заданному общему передаточному отношению определить оптимальное число ступеней механизма и передаточное отношение отдельного модуля.

В качестве примера рассмотрим создание модульного ряда из механизмов \overline{AY} для передаточного отношения $u = 4000$. Ряд передаточных отношений удобно представить в виде геометрической прогрессии со знаменателем q , являющимся коэффициентом ступенчатости ряда.

Обычно, требуется создание ряда с коэффициентом ступенчатости $q < 2$, в поскольку передаточное отношение оптимального механизма \overline{AY} находится в диапазоне $2,5 \leq u \leq 5,5$, то необходимо использование набора, как минимум, двух механизмов \overline{AY} с передаточными отношениями u_1 и u_2 при условии

$$q = \frac{u_2}{u_1} \quad (5)$$

В этом случае ступенчатость обеспечивается заменой механизма с u_1 на механизм с u_2 и их комбинаций. Для сохранения коэффициента ступенчатости q при переходе от одного количества ступеней к другому необходимо выдержать условие

$$u_1^i = q \cdot u_2^{i-1} \quad (6)$$

что с учетом (5) дает соотношение

$$u_2 = q^{i+1}, \quad (7)$$

из которого следует

$$q = \sqrt[i+1]{u_2}. \quad (8)$$

Передаточное отношение $u = 4000$ можно реализовать пятью и шестью ступенями. Оптимальное количество ступеней для передаточного отношения 4000 можно определить сравнением параметров (2), (3) и (4):

$$\begin{array}{ll} K_{H\Sigma 5} = 2458 ; & K_{H\Sigma 6} = 4029 \\ M_{H5} = 3,7 ; & M_{H6} = 3,6 \\ J_{H5} = 2,2 ; & J_{H6} = 2. \end{array}$$

Уменьшение массы и приведенного момента инерции в шести-ступенчатом механизме весьма мало, и поэтому учитывая стоимость изготовления и значение суммарной относительной скорости сателлитов принимаем пять ступеней для заданного передаточного отношения.

Передачное отношение модуля с большим передаточным отношением u_2 найдем из равенства

$$u_2 = \sqrt[5]{u} = \sqrt[5]{4000} = 5,253.$$

Коэффициент ступенчатости q найдем из (8) при переходе от двухступенчатого к трехступенчатому механизму ($i = 3$)

$$q = \sqrt[4]{5,253} = 1,51$$

Следовательно, второй модуль должен иметь передаточное отношение равное

$$u_1 = \frac{u_2}{q} = \frac{5,253}{1,51} = 3,479$$

Модульное проектирование с наименьшим количеством однотипных узлов и соблюдением всех условий для подбора чисел зубьев проще всего осуществимо при одинаковых венцах для всех модулей. Такой вариант чисел зубьев для двух модулей представлен в таблице I.

Таблица I

Числа зубьев модулей

Модуль	Z_1	Z_2	Z_3	u
u_1	42	30	102	3,43
u_2	24	39	102	5,25

Весь ряд, составленный из полученных модулей представлен в таблице 2.

Таблица 2

Передачные отношения образуемые составлением модулей

Сочетания модулей					u_{Σ}	Коэффициент ступенчатости q	
					1	2	3
5,25	5,25	5,25	5,25	5,25	3988,37	1,53	
3,43	5,25	5,25	5,25	5,25	2604,65	1,53	
3,43	3,43	5,25	5,25	5,25	1700,57	1,53	
3,43	3,43	3,43	5,25	5,25	1110,86	1,46	
-	5,25	5,25	5,25	5,25	759,69	1,53	
-	3,43	5,25	5,25	5,25	496,00	1,53	

Продолжение табл. 2

	I	2	3
-	3,43	3,43	5,25
-	3,43	3,43	5,25
-	-	5,25	5,25
-	-	3,43	5,25
-	-	3,43	5,25
-	-	3,43	3,43
-	-	-	5,25
-	-	-	3,43
-	-	-	-
-	-	-	5,25
-	-	-	3,43

Изменение величины коэффициента смещенности при переходе от одного количества ступеней к другому объясняется изменением передаточного отношения u_1 в связи с требованием одинакового числа зубьев колеса с внутренним зацеплением для обоих модулей.

Реальное осуществление модульного ряда требует:

- двух модулей выходных ступеней с числом зубьев на сателлитах 30 и 49;
- двух центральных колес с числами зубьев 24 и 42, устанавливаемых на вал двигателя;
- четырех модулей с числом зубьев на сателлитах 39 и на центральном колесе 24;
- двух модулей с числом зубьев на сателлите 30 и на центральном колесе 42;
- одного модуля с числом зубьев на сателлите 30 и на центральном колесе 24;
- пяти венцов с числом зубьев 102.

Список использованных источников:

1. Ткаченко В.А., Абрамов В.Т., Коровкин М.Д. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам. - Харьков: ХАИ, 1983. - 108 с.
2. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшова. - Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1977. - 536 с.
3. Абрамов В.Т. Определение весовых и инерционных характеристик элементов планетарных механизмов. - Теория механизмов и машин, 1982. Вып. 32, с.85-87.