

УДК 621.833.6

# РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ С РАВНОМЕРНЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ НАГРУЗКИ ПО САТЕЛЛИТАМ

Я.А. Андреева, Л.Т. Дворников, И.А. Жуков

*Проанализированы аспекты структурного синтеза планетарных механизмов без избыточных связей. Обоснована возможность создания самоустанавливающихся многосателлитных планетарных редукторов путем добавления в структуру механизма групп звеньев нулевой подвижности. Проведены вычислительные эксперименты в программном комплексе «T-Flex Динамика». Показаны новые схемы планетарных механизмов с равномерным распределением нагрузки по сателлитам.*

**Ключевые слова:** зубчатый механизм, планетарный механизм, самоустанавливаемость, многосателлитность.

## Введение

В настоящее время редукторы применяются во всех областях промышленности. Они получили широкое распространение благодаря возможности передавать большие значения моментов и обеспечивать высокие передаточные отношения при сравнительно небольших габаритах.

Однако, обладая рядом преимуществ, планетарная передача создает определенные трудности изготовителям редукторов. Например, она предъявляет повышенные требования к точности изготовления и монтажа. Зачастую при конструировании планетарных редукторов приходится прибегать к нестандартным решениям.

Совершенствование традиционных редукторов – одно из важных направлений в работе российских предприятий-редукторостроителей. Модернизация на основе новейших технологий и инженерно-научных изысканий повышает конкурентоспособность отечественных изделий, а потребителям она позволяет быстро и с минимальными затратами обновить технологическое оборудование. Замена вышедших

из строя традиционных редукторов на модернизированные дает предприятиям экономию средств, в несколько раз превышающую стоимость самого редуктора.

Целью данной работы явилось решение проблемы создания уравновешенных многосателлитных планетарных передач путем добавления к ведущему центральному колесу групп звеньев нулевой подвижности, содержащих сателлиты.

## Постановка задачи

Наиболее актуальной проблемой в редукторостроении является равномерное распределение нагрузок между сателлитами в планетарных механизмах.

Решением этой проблемы занимались многие исследователи [1–3]. Обратимся к проблеме рационального проектирования планетарных редукторов с точки зрения современной теории механизмов и машин. Рассмотрим структуру наиболее распространенной простейшей планетарной АІ-передачи (рис. 1). Она состоит из центрального колеса 1 с наружными зубьями, неподвижного центрального (ко-

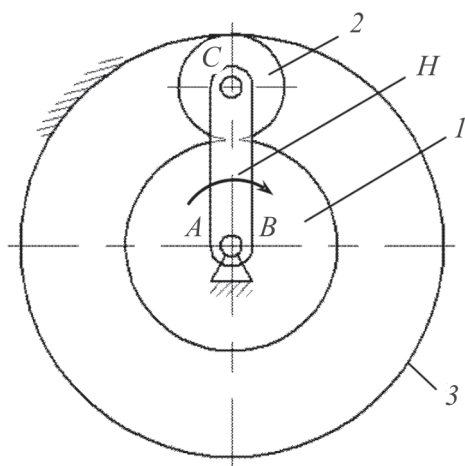
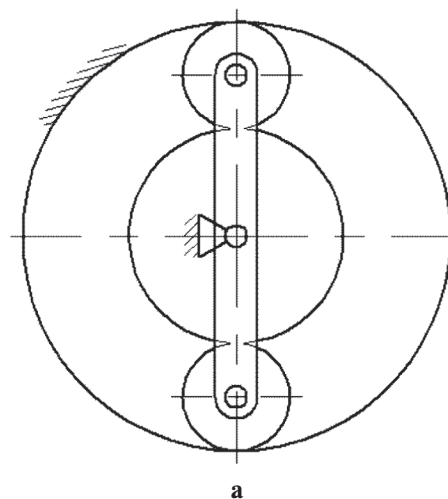
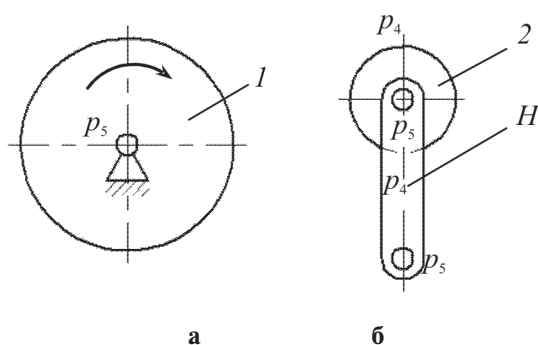


Рис. 1. Схема четырехзвенного планетарного механизма



а



б

$$W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1 \quad W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 2 = 0$$

Рис. 2. Структурное строение односателлитного планетарного механизма:

- а – ведущее звено с центральным колесом 1;  
б – двухзвенная группа нулевой подвижности, содержащая сателлит 2 и водило H

рончатого) колеса 3 с внутренними зубьями и водила H, на котором закреплена ось сателлита 2 [2]. При неподвижном колесе 3 движение передается от колеса 1 к водилу H или наоборот.

В основе структурного анализа механических систем лежит формула Чебышева [4], позволяющая определять степень подвижности кинематической цепи:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1)$$

где  $n$  – число подвижных звеньев механизма;  $p_5$  – число кинематических пар пятого класса – шарниров;  $p_4$  – число высших кинематических пар четвертого класса – точечных пар.

В механизме, изображенном на рис. 1, подвижных звеньев  $n = 3$ : центральное колесо 1, сателлит 2, водило H; кинематических пар пятого класса  $p_5 = 3$ : соединения центрально-

го колеса со стойкой A, водила со стойкой B, водила с сателлитом C; кинематических пар четвертого класса  $p_4 = 2$ : соединения зубчатых колес 1 и 2, зубчатого колеса 2 и неподвижного венца 3.

Тогда согласно формуле (1) степень подвижности односателлитного механизма равна

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1,$$

т. е. достаточно придать движение одному из звеньев механизма, чтобы все остальные звенья получили вполне определенное движение.

Такой механизм содержит ведущее звено 1 – центральное колесо (рис. 2, а) и группу нулевой подвижности – двухзвенную цепь, состоящую из сателлита 2 и водила H (рис. 2, б), с двумя кинематическими парами  $p_5$  и двумя парами  $p_4$ .

Рис. 3. Схемы двух- (а) и трехсателлитного (б) планетарных механизмов

В планетарных передачах из условия необходимости уравнивания механизма, а также для распределения потоков мощности и уменьшения нагрузок на зубья колес устанавливается несколько сателлитов [2]. Рассмотрим схемы двухсателлитного и трехсателлитного планетарных механизмов, в которых уравновешено действие инерционных сил (рис. 3).

В двухсателлитном планетарном редукторе (рис. 3, а) по сравнению с исходным механизмом (см. рис. 1) число подвижных звеньев увеличивается на единицу ( $n = 4$ ), а число кинематических пар – на три ( $p_5 = 4$  и  $p_4 = 4$ ). По условию (1) подвижность такой системы равна  $W = 0$ , и в этом случае механизм является статически неопределимой системой.

При введении двух дополнительных сателлитов в исходный механизм (трехсателлитный планетарный редуктор – рис. 3, б) число подвижных звеньев увеличивается до пяти ( $n = 5$ ), кинематических пар пятого класса – также до пяти ( $p_5 = 5$ ), четвертого класса – до шести ( $p_4 = 6$ ). Подвижность полученной системы, определенная по условию (1), равна  $W = -1$ . Следовательно, трехсателлитный механизм является системой дважды статически неопределимой. В теории машин [5] такой результат объясняют наличием избыточных связей.

Тогда формулу для определения подвижности многосателлитных планетарных механизмов [6] можно записать в виде

$$W = 1 - n_{c+}, \quad (2)$$

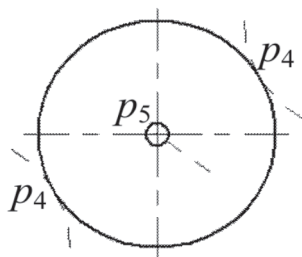


Рис. 4. Сателлит как звено с одной кинематической парой  $p_5$  и двумя парами  $p_4$

где  $n_{c+}$  – число дополнительно вводимых в механизм сателлитов (сверх одного).

Таким образом, все планетарные механизмы с числом сателлитов более одного становятся статически неопределимыми системами и могут приводиться в движение только с принуждением. Работа механизма с принуждением неизбежно приводит к чрезмерному износу зубьев колес, что является причиной потери отдельными сателлитами зацепления с центральными колесами и, следовательно, к неравномерности распределения нагрузки между сателлитами, уменьшению КПД, снижению надежности и срока службы механизмов.

### Теоретическое обоснование

Для синтеза уравновешенных многосателлитных планетарных механизмов, согласно предлагаемому подходу, к ведущему звену – центральному колесу (см. рис. 2, а) необходимо добавлять группы звеньев, обладающие нулевой подвижностью ( $W = 0$ ).

Поиск структуры зубчатых групп нулевой подвижности проводится по формуле (1), из которой при условии  $W = 0$  можно выразить число подвижных звеньев

$$n = \frac{2p_5 + p_4}{3}. \quad (3)$$

При синтезе уравновешенных планетарных механизмов зубчатые группы нулевой подвижности должны содержать звенья, которые используются в качестве сателлитов (рис. 4). Каждое такое звено имеет одну вращательную кинематическую пару  $p_5$  и две высшие кинематические пары  $p_4$  для образования зубчатых зацеплений с центральным и корончатым колесами.

При подстановке путем перебора в выражение (3) четных целочисленных значений  $p_4 = (2; 4; 6; \dots)$ , при задании различного числа сателлитов находится количество подвижных звеньев  $n$  и число кинематических

Таблица

Структура зубчатых групп нулевой подвижности

Кол-во дополнительных сателлитов, $n_{c+}$	Кол-во высших пар, $p_4$	Кол-во вращательных пар, $p_5$	Кол-во подвижных звеньев, $n$	Схема зубчатой группы нулевой подвижности
1	2	2	2	Рис. 2, б
2	4	4	4	Рис. 5, а
3	6	6	6	Рис. 5, б
...	...	...	...	...