

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-

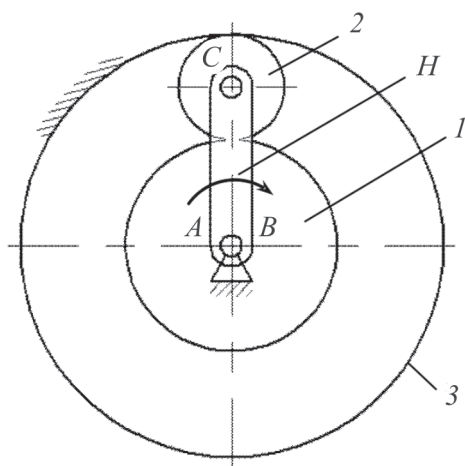
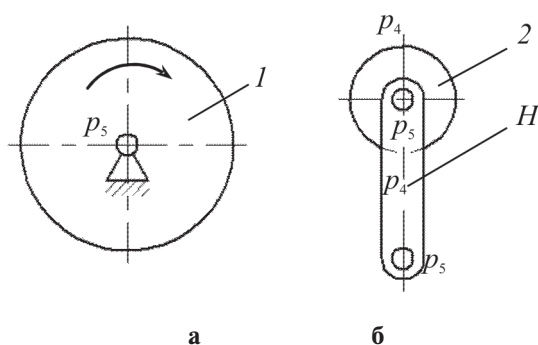
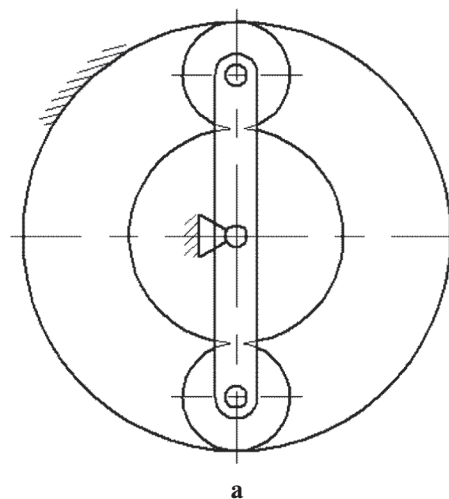


Рис. 1. Схема четырехзвенного планетарного механизма



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

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 .

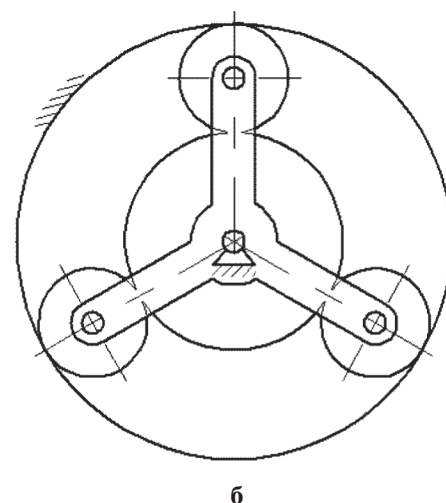


Рис. 3. Схемы двух- (а) и трехсателлитного (б) планетарных механизмов

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

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

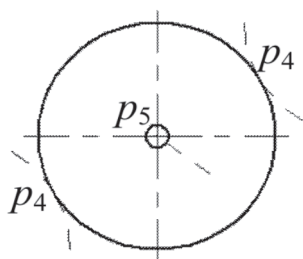


Рис. 4. Сателлит как звено с одной кинематической парой p_5 и двумя парами p_4

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
...	...	...	...	...

пар p_5 (табл.), входящих в группу нулевой подвижности. Далее в соответствии с полученной таблицей определяется структура зубчатой группы нулевой подвижности (рис. 5).

Полученные группы нулевой подвижности могут применяться для синтеза самоустанавливающихся многосателлитных планетарных механизмов. Например, при создании двух- и трехсателлитных [7] механизмов возможно использование зубчатой группы нулевой подвижности, показанной на рис. 5, а. При этом группа включается в структуру механизма в единственном числе либо вместе с двухзвенной группой, показанной на рис. 2, б.

Вычислительные эксперименты

Для подтверждения возможности решения проблемы равномерного распределения нагрузки по сателлитам путем их установки через группу звеньев нулевой подвижности были проведены вычислительные эксперименты в программном комплексе «Т-Flex Динамика» для трехсателлитного механизма.

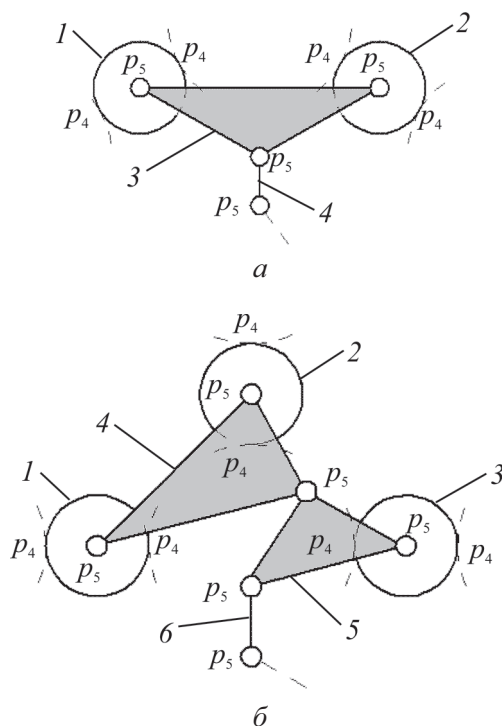


Рис. 5. Структурные схемы зубчатых групп нулевой подвижности:

- а – четырехзвенная группа нулевой подвижности:
1, 2 – сателлиты; 3 – трехпарное звено; 4 – шатун;
б – шестизвенная группа нулевой подвижности:
1, 2, 3 – сателлиты; 4, 5 – трехпарные звенья;
6 – шатун

На рисунке 6 приведена расчетная схема традиционного трехсателлитного планетарного механизма, положенная в основу вычислительного эксперимента. Исследования планетарных механизмов, содержащих группу звеньев, показанную на рис. 5, а, проводились по аналогичной схеме с одинаковыми числовыми значениями, но с различными наборами рычажных звеньев. При этом в первом случае все три сателлита были соединены с водилом, во втором – для встраивания сателлитов использовались четырехзвенная и двухзвенная зубчатые группы нулевой подвижности, в третьем – только четырехзвенная.

С этой целью были созданы трехмерные твердотельные сборочные модели планетарных механизмов, детали которых соединены между собой посредством сопряжений. На их основе системой T-Flex созданы кинематические пары. Ведущему звену задавался вращающий момент M_d движущих сил и с помощью специальных датчиков нагрузки, установленных на сателлиты, определялась величина воспринимаемой нагрузки во время работы механизма.

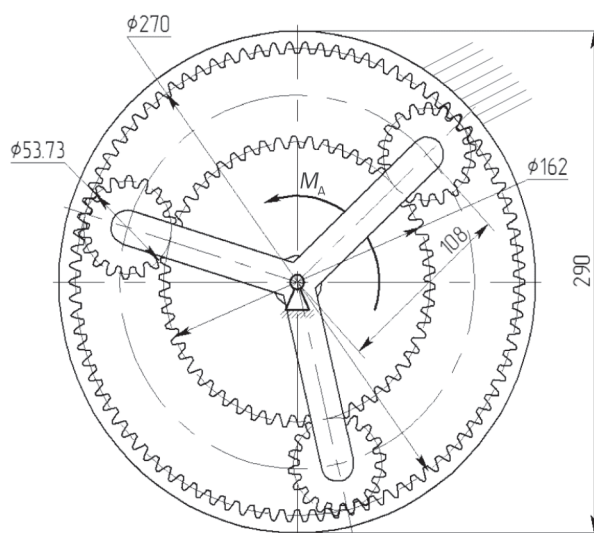


Рис. 6. Расчетная схема планетарного механизма

Параметры передачи:

модуль зацепления $m = 3$ мм; передаточное отношение $i = 8/3$; число зубьев центрального колеса $z_1 = 90$; число зубьев сателлитов $z_2 = 18$; число зубьев опорного колеса $z_3 = 54$; межосевое расстояние $a_w = 108$ мм

Анализ результатов

На рисунке 7 показаны некоторые результаты исследования динамики традиционного трехсателлитного планетарного механизма.

Полученные результаты показывают, что при традиционной установке сателлитов нагрузка распределяется неравномерно и хаотически. Нагрузку попеременно испытывают один или два сателлита, чередуясь. Установить, какой сателлит входит в зацепление, невозможно. Это объясняется тем, что для обеспечения работоспособности механизма колеса монтируют с умышленными зазорами.

Исходя из того что нагрузку воспринимает один сателлит, можно сделать вывод, что возможна замена двух других сателлитов балансирами. Однако в таком случае сателлит будет испытывать постоянную нагрузку и быстрее изнашиваться, что приведет к уменьшению срока службы машины.

Одним из предполагаемых вариантов решения данной проблемы является исполнение трехсателлитного механизма с использованием групп звеньев, обладающих нулевой подвижностью, – двухзвенной (рис. 2, б) и четырехзвенной (рис. 5, а) [7]. Подвижность всего механизма в этом случае по формуле (1) будет равна $W = 1$, т. е. механизм является работоспособным и самоустанавливающимся. Анализ

такого механизма в системе «Т-Flex Динамика» показал, что два сателлита, входящие в четырехзвенную группу, работают с одинаковой нагрузкой. Но распределение нагрузки по всем сателлитам снова происходит неравномерно (рис. 8).

Исходя из результатов вычислительного эксперимента было сделано предположение, что планетарные механизмы необходимо создавать путем присоединения к ведущему звену сателлитов, соединенных только через одну группу нулевой подвижности. К примеру, при использовании четырехзвенной группы нулевой подвижности (рис. 5, а) получается двухсателлитный планетарный механизм (рис. 9), который состоит из неподвижного и центрального колес, двух сателлитов, соединенных через треугольное звено и шатун. Подвижность такого механизма по формуле (1) при $n = 5$, $p_5 = 5$ и $p_4 = 4$ равна $W = 1$.

Анализ данного механизма в программном комплексе «Т-Flex Динамика» показал, что нагрузки распределяются вполне равномерно по двум сателлитам (пиковые значения нагрузки в момент разгона свидетельствуют о самоустанавливаемости механизма). Однако появляются задача обеспечения равномерности хода такой машины, задача обеспечения уравновешенности сателлитов относительно центральной

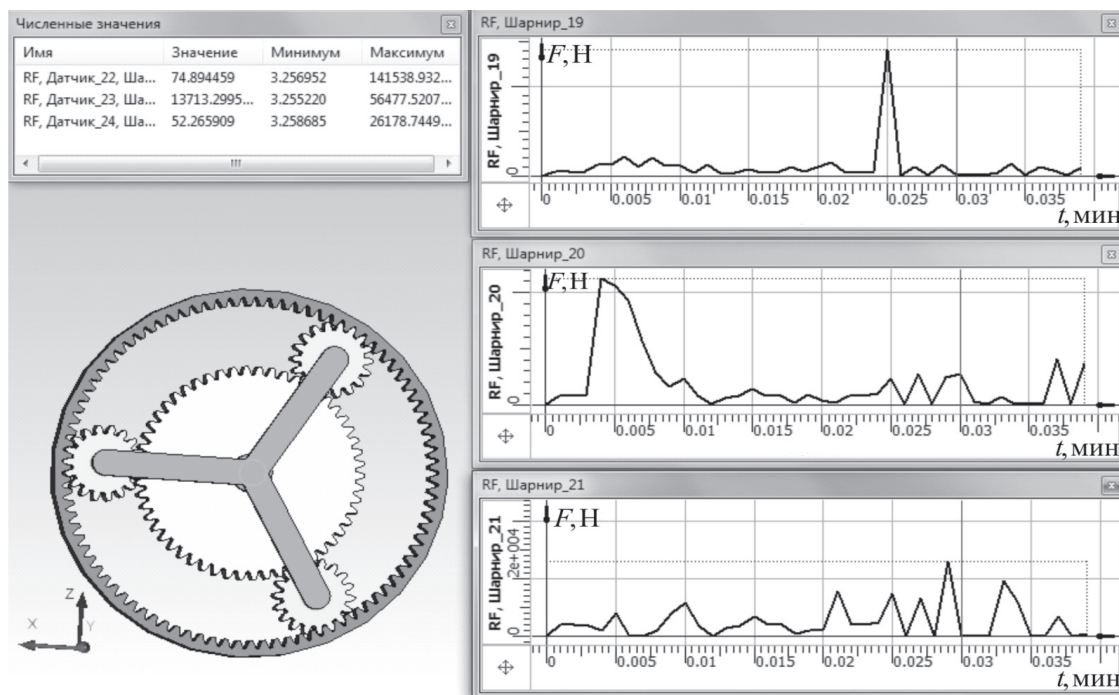


Рис. 7. Распределение нагрузки F по сателлитам трехсателлитного механизма (скриншот с результатами вычислительного эксперимента, представленными системой T-Flex)

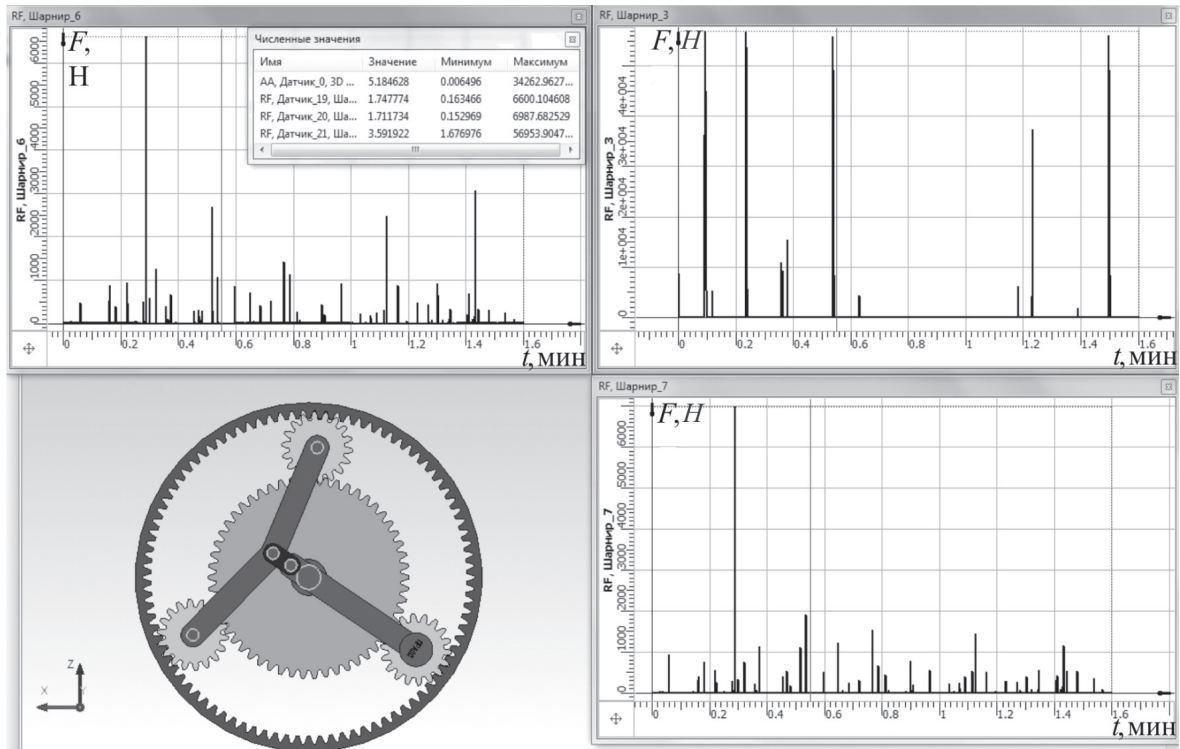


Рис. 8. Распределение нагрузки F по сателлитам
в самоустанавливающемся планетарном механизме
(скриншот с результатами вычислительного эксперимента,
представленными системой T-Flex)

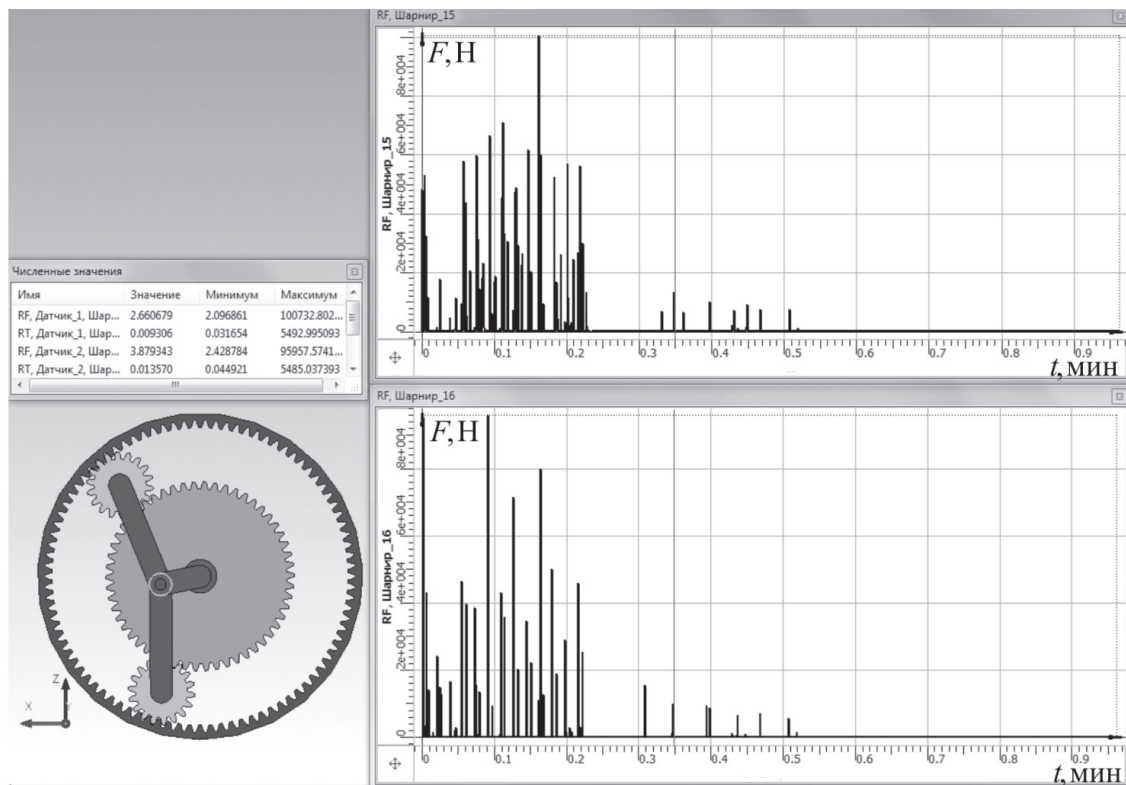


Рис. 9. Распределение нагрузки F в двухсателлитном планетарном механизме
(скриншот с результатами вычислительного эксперимента,
представленными системой T-Flex)

оси, а также необходимость расчета противовеса для уравновешивания рычажных звеньев.

Заключение

Новый подход к созданию планетарных многосателлитных редукторов позволяет распределить нагрузку, действующую во время работы механизма, равномерно между всеми сателлитами и, следовательно, уменьшить износ сателлитов во время движения, а также увеличить срок службы планетарной передачи.

Список литературы

1. Планетарные передачи: справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.
2. Руденко Н.Ф. Планетарные передачи. Теория, применение, расчет и проектирование. 3-е изд., испр. и доп. – М.: Машгиз, 1947. – 756 с.
3. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Изд. 3-е. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
5. Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.
6. Садиева А.Э., Дворникова Е.В. Об одной из проблем многосателлитных планетарных передач // Наука и молодежь: проблемы, поиски, решения: Труды Всерос. науч. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2001. – Вып. 15. – Ч. III. Технические и естественные науки. – С. 248–250.
7. Пат. 2419006 Российская Федерация, МПК F16H 1/48. Самоустанавливающийся планетарный механизм / Л.Т. Дворников, В.В. Дмитриев, Я.А. Андреева; опубл. 20.05.11. Бюл. № 14.

Материал поступил в редакцию 27.03.13

АНДРЕЕВА Яна Андреевна

E-mail: tmmiok@yandex.ru
Тел.: (3843) 46-57-91

Старший лаборант, аспирант кафедры теории механизмов и машин и основ конструирования Сибирского государственного индустриального университета (СибГИУ, г. Новокузнецк). Сфера научных интересов – теория механизмов и машин, планетарные редукторы. Автор 11 статей, одного изобретения.

ДВОРНИКОВ Леонид Трофимович

E-mail: tmmiok@yandex.ru
Тел.: (3843) 46-57-91

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования СибГИУ. Сфера научных интересов – теория механизмов и машин, структурный синтез механических систем. Автор восьми монографий, более 600 статей, более 300 изобретений.

ЖУКОВ Иван Алексеевич

E-mail: tmmiok@yandex.ru
Тел.: (3843) 46-57-91

Кандидат технических наук, доцент, заместитель заведующего кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования СибГИУ. Сфера научных интересов – ударные системы технологического назначения, механика разрушения горных пород, теория механизмов и машин, САПР. Автор более 70 статей, семи изобретений.