

Выводы: Панель **Параметрического анализа** облегчает анализ изменения параметров механизма, в тоже время оставляя неизменными параметры основной модели до и после проведения анализа, предоставляя разработчику самому решать какой вариант значения изменяемого параметра будет принят к дальнейшему проектированию.

#### Библиографический список

1. Косенок Б.Б. Программа КДАМ (Кинематический и динамический анализ механизмов) / Б.Б. Косенок, В.П. Тукмаков // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2010616342 по заявке

№ 2010614593 от 29 июля 2010 г. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 24 сентября 2010 г.

2. Семенов Б.П. Методы и средства динамического синтеза механизмов авиационных энергоустановок [Текст] / Б.П. Семенов, Б.Б. Косенок // Самара: Самарский научный центр РАН, 2010. – 281 с.

3. Косенок Б.Б. Теория модульного векторного моделирования плоских и пространственных механизмов [Текст] / Б.Б. Косенок // Самара: АНО ВО Университет «МИР», 2017. – 120 с.

УДК 621.81

### ВЫБОР ЧИСЛА САТЕЛЛИТОВ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

©2018 В.П. Тукмаков

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

### SELECTION OF NUMBER OF SATELLITES OF PLANETARY REDUCER

Tukmakov V.P. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

*The programs for calculation of typical planetary gears have been developed, variants of reducers have been selected, the strength calculation has been carried out, the reduction gears have been compared in size.*

В авиационных редукторах используются планетарные передачи. Достоинствами планетарных передач являются широкие кинематические возможности, компактность и малая масса. В планетарной передаче мощность передаётся по нескольким потокам, число которых равно числу сателлитов. При этом нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается, внутреннее зацепление обладает повышенной нагрузочной способностью.

Планетарный принцип позволяет получить большие передаточные отношения без применения многоступенчатых передач, и малую нагрузку на опоры, так как при симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравниваются. Это снижает потери и упрощает конструкцию опор (кроме опор сателлитов). *Типовые схемы* планетарных передач показаны на рис. 1.

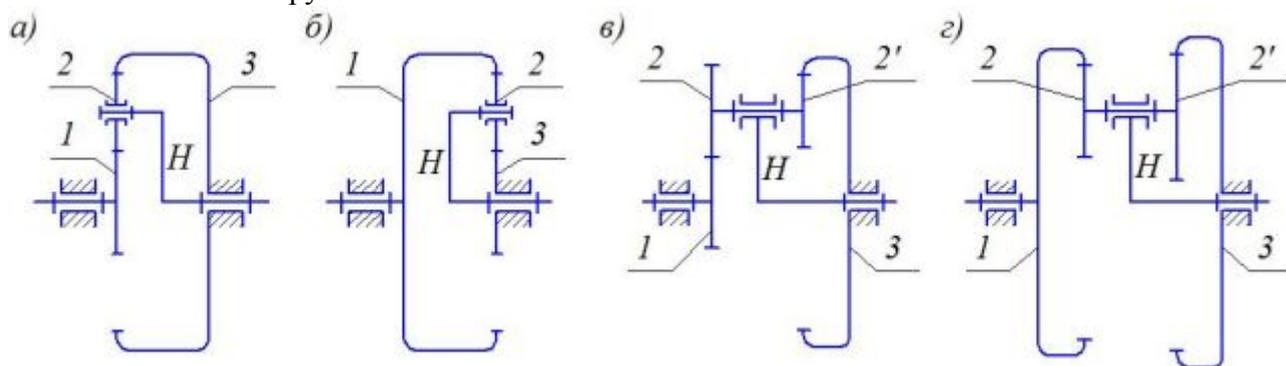


Рис. 1. Типовые схемы планетарных передач

Для 4-х схем типовых планетарных редукторов (рис. 1) на кафедре основ конструирования машин разработаны программы расчёта. Программы рассчитывают не-

сколько вариантов сочетания чисел зубьев колёс для заданного передаточного отношения с учётом допуска, программа проверяет условия соосности, соседства и сборки. Программа позволяет подобрать для заданного передаточного отношения различные числа сателлитов. Из условия отсутствия подреза ножки зуба минимальное число зубьев для колёс внешнего зацепления в расчётах принято  $Z_{\min \text{ внеш}} = 17$ , для колёс внутреннего зацепления –  $Z_{\min \text{ внут}} = 86$ .

Наибольшее распространение получила планетарная передача, показанная на рис. 1, *a* (передача Джеймса). Её применяют при передаточном отношении  $u_{1H} = 3 \dots 8$ , КПД при этом  $0,92 \dots 0,97$ . Для передачи Джеймса число сателлитов  $a_n = 3 \dots 8$ . Редуктор имеет наименьшие габаритные размеры при  $u_{1H} \leq 4$ .

Максимальное число сателлитов из условий сборки  $a_n = 8$  возможно при  $u_{1H} = 3$ . При  $u_{1H} = 4$  возможное число сателлитов  $a_n = 3, 4$  и  $5$ . При  $u_{1H} \geq 5,72$  число сателлитов только  $a_n = 3$ .

Рассмотрим передачу Джеймса при  $u_{1H} = 4$  и  $a_n = 3, 4$  и  $5$ . При  $u_{1H} = 4$  число зубьев солнечного колеса 1 и сателлита 2 одинаково (рис. 1, *a*). Возможное сочетание чисел зубьев приведено в табл. 1.

Таблица 1 - Варианты сочетания чисел зубьев колёс

$Z_1$	$Z_2$	$Z_3$	$a_n$
15	15	45	3, 4, 5
30	30	90	3, 4, 5

В обоих вариантах зубчатые колёса ( $Z_1 = 15$  и  $Z_3 = 90$ ) будут нарезаться с подрезом, значит необходимо будет рассчитывать коэффициент смещения инструмента при нарезании.

Без подреза возможные сочетания чисел зубьев и числа сателлитов показаны в табл. 2. В этих вариантах чисел зубьев по условию сборки проходят только варианты с двумя числами сателлитов.

Таблица 2 - Варианты сочетания чисел зубьев колёс

$Z_1$	$Z_2$	$Z_3$	$a_n$
18	18	54	3, 4
20	20	60	4, 5

Габариты передачи зависят от чисел зубьев, модуля и ширины зубчатых колёс. Модуль и ширину зубчатых колёс определим из расчёта передачи на прочность [1].

В результате расчётов определяются рабочие контактные и изгибные напряжения. По условию прочности расчётные напряжения должны быть меньше допускаемых  $\sigma_p \leq [\sigma]$ . Критерием работоспособности могут быть контактные или изгибные напряжения. Одно из двух напряжений должно быть меньше допускаемого, но не более чем 3 %, в работе напряжения сводились с точностью 1%. Задача сводилась изменением коэффициента ширины  $\psi_{bd}$  или ширины  $b_w$  зубчатого венца. Ширина зубчатого венца определялась с точностью до 0,5 мм. В работе выполнено семь вариантов расчётов при  $Z_1 = 18, 20, 30$  с разным числом сателлитов, определены диаметры зубчатых колёс  $d$ , ширина зубчатых колёс  $b_w$  и модуль  $m$ . Результаты расчётов показаны в табл. 3.

Таблица 3 - Результаты расчёта на прочность

$Z_1$	$a_n$	$d_1$	$\psi_{bd}$	$b_w$	$m$	$d_3$
18	3	81	0,45	36,5	4,5	243
18	4	72	0,50	36,0	4,0	213
20	4	70	0,54	37,5	3,5	210
20	5	60	0,72	43,5	3,0	180
30	3	75	0,66	49,5	2,5	225
30	4	75	0,50	38,0	2,5	225
30	5	75	0,41	31,5	2,5	225

Анализ результатов расчётов показывает, что при  $Z_1 = 18, 20$  при увеличении числа сателлитов модуль уменьшается и соответственно уменьшается диаметр шестерни, увеличивается относительная ширина зубчатого венца. При  $Z_1 = 30$  модуль при расчёте получается меньше минимального модуля, поэтому модуль в этих случаях был принят  $m = 2,5$  мм (минимальное значение модуля для цементированных колёс), при увеличении числа сателлитов уменьшается ширина зубчатого венца колеса 1. Уменьшение модуля приводит к уменьшению изгибной прочности, поэтому условие прочности сводилось по изгибным напряжениям. При  $Z_1 = 18, 20$  условие прочности сводилось по контактному напряжению.

В двух вариантах расчётов относительная ширина зубчатого венца колеса 1 выхо-

дит за пределы рекомендованного диапазона  $\psi_{bd} = 0,4 \dots 0,6$ .

Выполненные расчёты не позволяют однозначно рекомендовать большее число сателлитов, потому что диаметр шестерни 1 уменьшается, а ширина увеличивается. Массы шестерни 1 и сателлита 2 изменяются мало, а дополнительный сателлит приведёт к увеличению массы редуктора.

Разработанные программы расчёта позволяют провести оптимизацию конструкции

по габаритам, запасу прочности и плавности зацепления.

Оптимизацию конструкции редуктора по массовым характеристикам можно выполнить с помощью параметрической 3D-модели редуктора.

#### Библиографический список

1. Расчёт на прочность планетарной передачи: метод. указания к курс. проекту/ Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. – Самара: Самар. ун-т, 2017. – 28 с.

УДК 621.454.2

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ЦЕНТРАЛЬНЫМ ТЕЛОМ

©2018 Т.М. Утегенов, А.С. Цепкова, В.М. Зубанов

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

### MODELING OF WORKFLOWS IN ROCKET ENGINE WITH CENTRAL BODY

Utegenov T.M., Tsepkova A.S., Zubanov V.M. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

*The article presents qualitative results of modeling a rocket engine with a central body. An increasing role of the central body with an increase in its diametrical size is shown with decreasing of the proportion of the nozzle outer wall in creating thrust.*

Кольцевое сопло представляет собой газодинамическое устройство, предназначенное для создания осевой тяги либо для создания газового потока на выходе из сопла с заданными свойствами. Все тяговые характеристики сопла определяются его геометрией.

Характерная особенность сопла внешнего расширения - его свойство авторегулирования, т.е. обеспечение оптимального режима свободного истечения продуктов сгорания с изменением высоты, когда давление на срезе центрального тела автоматически поддерживается равным атмосферному [1].

В качестве предмета исследования был выбран спроектированный ракетный двигатель по методике расчёта камеры ЖРД с помощью СПК TERRA [2], работающий на топливе керосин и жидкий кислород с тягой 1780 кН и давлением в камере сгорания 17.5 МПа.

Из термодинамического расчёта были взяты параметры площади по сечениям камеры: цилиндрическая часть, критическое и выходное сечения сопла. На рис. 1 показаны

контуры камер: цилиндрический (а) и с центральным телом (б).

При проектировании контура ракетного двигателя с центральным телом необходимо использовать следующую формулу:

$$F_{6i} = F_{6,внеш.i} - F_{6,вн.i} \quad (1)$$

где  $F_{6i} = F_a$  - площадь камеры сгорания из термодинамического расчёта;

$F_{6,внеш.i}$  - площадь внешнего контура без учёта центрального тела;

$F_{6,вн.i}$  - площадь внутреннего контура (центрального тела);

$i$  - сечение камеры.

Радиус средней линии входного и критического сечений должны совпадать, для этого используется следующая формула:

$$R_{6,ср.} = \frac{R_{6,внеш.} + R_{6,вн.}}{2} \quad (2)$$

Построение сеточной модели выполнялось в программе ANSYS Meshing. Для облегчения расчёта использовалась 20-ти градусная секторная модель. Сетка состояла из 1.5млн. элементов.