

**О.Ю. ДОВГОПОЛАЯ**, аспирантка, НАКУ «ХАИ»

**ИНЕРЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНЫХ  
МЕХАНИЗМОВ С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ПАРНЫХ  
ОДНОВЕНЦОВЫХ САТЕЛЛИТОВ**

The results of the problem solution on the inertia reduction of the planetary devices with internal toothing the pair singlewheel satellites are given that permits to raise the quick action. The recommendations on the definition of optimum parameters of the planetary devices with bending and contact strength of teeth are also presented.

В качестве исполнительных механизмов в агрегатах летательных аппаратов успешно используются планетарные механизмы, отличающиеся малыми габаритами, массой и высоким быстродействием, особенно важным для устройств систем автоматизированного управления. Оптимальное проектирование таких механизмов подразумевает решение, по крайней мере, двух задач. Во-первых, выполнение схемного синтеза, т.е. выбор из всех возможных схем такой, которая бы обеспечивала оптимальные параметры механизма. Во-вторых, выполнение внутрисхемного синтеза, т.е. определение параметров механизма (материалов, обработки, относительных ширин зубьев, опор, передаточных отношений ступеней механизма и т.п.), которое бы наиболее полно удовлетворяло предъявленным к механизму требованиям. Обе задачи весьма сложные, оптимизационные и требуют наличия информации о возможностях различных схем механизмов. К сожалению имеющиеся в литературе сведения [1, 2, 3] не в полной мере охватывают вопросы синтеза оптимальных схем планетарных механизмов с парными одновенцовыми сателлитами, и, в частности, совершенно недостаточно освещены вопросы проектирования таких механизмов с внутренним зацеплением сателлитов. Исходя из сказанного в работе была поставлена задача сравнительного анализа инерционных характеристик механизмов показанных на рис.1. Как известно [1], быстродействие механизма определяется приведенным моментом инерции, вывод функции которого выполнялся при следующих допущениях: материал всех звеньев

механизма одинаков; моменты инерции валов не учитываются; моменты инерции подвижных колес определяются как для диска, диаметр и ширина которого равны диаметру делительной окружности и ширине соответствующего зубчатого колеса; момент инерции водила пропорционален моменту инерции условного диска, диаметр которого равен удвоенному межосевому расстоянию первой ступени механизма, а ширина равна ширине ведущего зубчатого колеса [4].

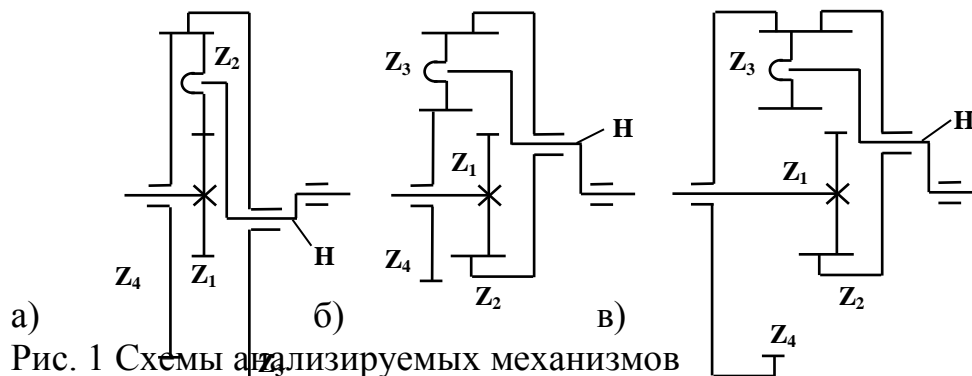


Рис. 1 Схемы анализируемых механизмов

С учетом этого общее выражение для определения приведенного момента инерции будет иметь вид

$$I_{пр} = \frac{\pi \cdot \rho}{32} \cdot b_1 \cdot d_1^4 \cdot \left( 1 + \varphi_1 \cdot \frac{d_2^4}{d_1^4} \cdot \left( \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} + \varphi_2 \cdot y^4 \cdot \frac{\omega_3^2}{\omega_1^2} \right) + \right. \\ \left. + 8 \cdot \varphi_1 \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} \cdot \left( \frac{V_2^2}{d_1 \cdot \omega_1^2} + \varphi_2 \cdot y^2 \cdot \frac{V_3^2}{d_1^2 \cdot \omega_1^2} \right) + \frac{n_H}{U^2} \cdot \left( \frac{d_2}{d_1} \pm 1 \right)^4 \right), \quad (1)$$

где  $\varphi_1 = b_2/b_1$ ,  $\varphi_2 = b_3/b_2$ ,  $y = d_3/d_2$ ,  $U$  - общее передаточное отношение.

Подставляя в (1) входящие величины для анализируемых схем механизмов, получим:

для механизма а)

$$I_{пр} = \frac{\pi \cdot \rho}{32} \cdot b_1 \cdot d_1^4 \cdot \left( 1 + \frac{3 \cdot U - 2^2}{16} + \frac{n_H \cdot U^2}{16} + \right. \\ \left. + \frac{3 \cdot y^2 \cdot U - 2^2 \cdot 2 \cdot U - 1 + y \cdot 2 - U^2}{8 \cdot U^2} \right), \quad (2)$$

для механизма б)

$$I_{np} = \frac{\pi \cdot \rho}{32} \cdot b_1 \cdot d_1^4 \cdot \left( 1 + \frac{2 \cdot U - 1 \cdot 1 - y + U^2}{8 \cdot 1 - y^4} + \frac{U + 2 \cdot y - 2^2}{4 \cdot 1 - y^4} + \right. \\ \left. + \frac{3 \cdot y^2 \cdot 2 \cdot U - 1 \cdot 1 - y + U \cdot y^2}{8 \cdot 1 - y^4} + \frac{n_H \cdot U + 2 \cdot y - 2^4}{16 \cdot U^2 \cdot 1 - y^4} \right), \quad (3)$$

для механизма в)

$$I_{np} = \frac{\pi \cdot \rho}{32} \cdot b_1 \cdot d_1^4 \cdot \left( 1 + \frac{3 \cdot 2 - U^2}{8} + \right. \\ \left. + \frac{3 \cdot y^2 \cdot 2 - U^2 \cdot 2 \cdot U - 1 + y \cdot 2 - U^2}{8 \cdot U^2} + \frac{n_H \cdot U^2}{16} \right), \quad (4)$$

Множитель  $b_1 \cdot d_1^4$  входящий в уравнения (2), (3) и (4) определяется условиями прочности зубьев механизма. Для обеспечения изгибной прочности он находится по формуле [1].

$$b_1 \cdot d_1^4 = \frac{z_1^{5/3}}{\psi_{bd}^{2/3}} \cdot \left( \frac{2 \cdot T_1 \cdot k_\beta \cdot k_v \cdot Y}{\sigma_F} \right)^{5/3}.$$

Введем обозначение

$$B_F = \frac{\pi \cdot \rho \cdot z_1^{5/3}}{32 \cdot \psi_{bd}^{2/3}} \cdot \left( \frac{2 \cdot T_1 \cdot k_\beta \cdot k_v \cdot Y}{\sigma_F} \right)^{5/3}, \quad (5)$$

и представим приведенный момент инерции механизмов в относительном виде

$$\bar{I}_F = \frac{I_{np}}{B_F}, \quad (6)$$

что упрощает решение задачи.

Контактная прочность зубьев требует обеспечения условия [1]

$$b_1 \cdot d_1^4 = \frac{1}{\psi_{bd}^{2/3}} \cdot \left( \frac{0,7 \cdot T_1 \cdot k_\beta \cdot k_v \cdot E_{np}}{\cos^2 \alpha \cdot \text{tg} \alpha_\omega \cdot \sigma_F^2} \cdot \frac{d_2/d_1 \pm 1}{d_2/d_1} \right)^{5/3},$$

(7)

Введя обозначение

$$B_H = \frac{\pi \cdot \rho}{32 \cdot \psi_{bd}^{2/3}} \cdot \left( \frac{0,7 \cdot T_1 \cdot k_\beta \cdot k_v \cdot E_{np}}{\cos^2 \alpha \cdot \text{tg} \alpha_\omega \cdot \sigma_H^2} \right)^{5/3}, \quad (8)$$

получим следующее выражение для определения приведенных моментов инерции механизмов

$$\bar{I}_H = \frac{d_2/d_2 \pm 1}{d_2/d_1} \cdot \bar{I}_F. \quad (9)$$

Минимизировать приведенный момент инерции можно за счет изменения соотношения чисел зубьев сателлитов  $y$ . Анализ зависимостей определяющих приведенный момент инерции для механизмов выполненных по схемам а) и в) показывает, что он возрастает с увеличением  $y$ . Следовательно, оптимальное его значение будет соответствовать минимально возможным величинам. В соответствии с данными приведенными в [3] эти значения будут определяться следующими равенствами:

для механизма а)

$$y_{opt} = \frac{2 \cdot U - 1}{0,9 \cdot U - 2}, \quad (10)$$

для механизма в)

$$y_{opt} = \begin{cases} 0,11 & -0,22 \leq U \leq -0,11, \\ \frac{1-U}{5 \cdot 2-U} & -9 \leq U \leq -0,22. \end{cases} \quad (11)$$

Анализ условия минимума приведенного момента инерции  $d\bar{I}_F/dy = 0$  для механизма выполненного по схеме б) показал, что минимальные значения  $\bar{I}_F$  находятся за границей минимально возможных величин  $y$  и, таким образом, для этого механизма  $y_{opt} = y_{min}$ . С учетом данных, приведенных в работе [3], выражения для определения оптимальных значений  $y_{opt}$  будут иметь вид

$$y_{opt} = \begin{cases} \frac{2,2-U}{2,2} & 1,1 \leq U \leq 1,8, \\ 0,1 & 1,8 \leq U \leq 2,25, \\ \frac{U-1}{6 \cdot U-1} & 2,25 \leq U \leq 8,5, \\ \frac{0,25 \cdot U-1}{U-1} & 8,5 \leq U \leq 11. \end{cases} \quad (12)$$

Вычисленный при этих значениях  $y_{opt}$  приведенные моменты инерции даны в таблице 4. Там же приведены величины  $y_{opt} + \Delta y$ , при которых моменты инерции превышают их оптимальные значения не более чем на 10%. Эти данные помогут варьированием  $y$  в пределах  $y_{opt} \leq y \leq y_{opt} + \Delta y$  подобрать оптимальный вариант чисел зубьев, вычислить для них приведенный момент инерции, и, сопоставляя полученные результаты для

Таблица 4.

Схема механизма	Параметр	Передаточное отношение механизма $U$															
		0,13	0,22	0,5	1	1,1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
а)	$\bar{I}_F$	–	–	–	–	–	–	–	4,73	8,2	13	19,1	26,5	35,2	45,2	56,5	–
	$\bar{I}_H$	–	–	–	–	–	–	–	29,5	26,1	30,5	37,5	46,4	56,8	68,7	81,9	–
	$U_{opt}$	–	–	–	–	–	–	–	4,44	3,33	2,96	2,8	2,67	2,59	2,54	2,5	–
	$U_{opt} + \Delta U$	–	–	–	–	–	–	–	4,81	3,525	3,1	2,9	2,77	2,69	2,63	2,6	–
б)	$\bar{I}_F$	–	–	–	–	4,55	4,23	3,79	10,4	23,21	41,6	65,7	97,3	135,3	182,2	235,7	311,8
	$\bar{I}_H$	–	–	–	–	0,1	0,1	0,08	2,33	8,96	20,5	37,4	61	90,86	128,9	173,4	237,8
	$U_{opt}$	–	–	–	–	0,5	0,33	0,1	0,11	0,13	0,137	0,14	0,146	0,15	0,156	0,16	0,175
	$U_{opt} + \Delta U$	–	–	–	–	–	0,35	0,133	0,136	0,153	0,16	0,16	0,167	0,172	0,178	0,181	0,196
в*)	$\bar{I}_F$	7,7	5,1	4,42	5,5	5,8	7,27	9,48	15,13	22,4	31,3	41,7	53,8	67,5	82,75	–	–
	$\bar{I}_H$	0,07	0,11	0,3	0,9	1,04	1,8	3,0	6,45	11,4	17,8	25,8	35,4	46,5	59,2	–	–
	$U_{opt}$	0,11	0,11	0,12	0,13	0,135	0,142	0,15	0,16	0,166	0,17	0,175	0,177	0,18	0,18	–	–
	$U_{opt} + \Delta U$	0,12	0,124	0,15	0,18	0,186	0,2	0,22	0,245	0,262	0,27	0,285	0,29	0,298	0,3	–	–

\*) для этой схемы в таблице приведено  $|U|$ .

различных схем механизмов, выбрать из них наиболее рациональную.

В таблице 5 приведены варианты оптимальных чисел зубьев ( $z_i = z_{i\min}$ ) для исследуемых механизмов и соответствующие им значения приведенных моментов инерции, для передаточного отношения  $|U| = 6$ .

Таблица 5.

Схема механизма	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$y$	$\bar{I}_{Fg}$	$\bar{I}_H$
а)	18	36	100	90	2,77	2191	37,5
б)	34	120	18	170	0,15	24424	39,3
в)	25	100	18	175	0,18	8957	25,94

При вычислении приведенного момента инерции при условии обеспечения изгибной прочности учитывались значения чисел зубьев  $z_1$ :

$$\bar{I}_{Fg} = \bar{I}_F \cdot z_1^{5/3}. \quad (13)$$

На величину  $\bar{I}_H$  как это видно из уравнения (9), число зубьев  $z$  не влияет.

Сопоставляя полученные результаты можно сделать вывод, что для механизмов требующих обеспечения изгибной прочности оптимальной будет схема а (см. рис.1), а в случае необходимости обеспечения контактной прочности более рациональной будет схема в (см. рис.1).

Таким образом, полученные результаты позволят пополнить базу данных, необходимых конструктору при проектировании оптимальных механизмов с учетом поставленных требований.

**Список литературы:** 1. Ткаченко В.А., Абрамов В.Т., Коровкин М.Д. Проектирование планетарных механизмов оптимальным по динамическим характеристикам. – Харьков: ХАИ. 1983. – 110 с. 2. В.Т. Абрамов, О.Ю. Довгополая Приведенный момент инерции планетарных механизмов с парными сателлитами // Системи обробки інформації. – Х.: НАНУ, ПАНИ, ХВУ. – 2002, - Вып. 2 (18). – с. 16 – 24. 3. В.Т. Абрамов, О.Ю. Довгополая Области существования планетарных механизмов с внутренним зацеплением однозвеновых парных сателлитов // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Харьков: НАКУ. 2002. – Вып. 11. С. 97 – 104.