УДК 656.21

ПРИВЕДЕННЫЙ МОМЕНТ ИНЕРЦИИ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПАРНЫМИ САТЕЛЛИТАМИ

к.т.н. В.Т. Абрамов, О.Ю. Довгополая
(представил д.т.н., проф. В.Д. Жихарев)

В статье рассматривается оптимизация планетарных механизмов с парными одновенцовыми сателлитами по критерию повышения быстродействия.

Планетарные механизмы широко используются для приводов многочисленных агрегатов самолетов и вертолетов благодаря компактности, малому весу и возможности сложения и разложения, что особенно важно для повышения надежности передач. Проектирование планетарных механизмов является многовариантной задачей, в частности, из-за различного распределения общего передаточного отношения по ступеням механизма. Данное обстоятельство позволяет ряд дополнительных требований по оптимизации создаваемых механизмов. Для приводов, используемых в летательных аппаратах, таким требованием является повышение быстродействия механизма. Повышение быстродействия, обеспечиваемое уменьшением приведенного момента инерции механизма, приводит к снижению пусковых моментов электродвигателей и уменьшению инерционных нагрузок при стартстопном режиме работы приводов систем управления. Кроме того, уменьшается время разбега и выбега, т.е. обеспечивается большая преемственность приводов, и, как следствие, меньшее время реагирования изделий в целом на изменение условий работы, что повышает надежность его эксплуатации.

Вопросам оптимального проектирования планетарных механизмов посвящено достаточно много работ [1 - 4]. Однако, несмотря на многочисленность работ, результаты исследований ограничены по вариантам задач оптимизации приведенного момента инерции. Они сводятся в основном к обеспечению контактной или изгибной прочностей. Практически отсутствуют сведения об оптимизации планетарных механизмов с парными сателлитами.

В связи с изложенным в данной статье рассматриваются целевые функции оптимизации планетарных механизмов с парными одновенцовыми сателлитами по критерию повышения быстродействия. Вывод функции приведенного момента инерции выполнялся при следующих допущениях: материал всех звеньев механизма одинаков; моменты инерции подшипников и валов не учитываются; моменты инерции подвижных колес определяются для диска, диаметр и ширина которого равны диаметру делительной окружности и ширине соответствующего колеса; моменты инерции водила пропорционален моменту инерции условного диска, диаметр которого равен удвоенному межосевому расстоянию первой ступени механизма, а ширина равна ширине ведущего зубчатого колеса [5].

С учетом принятых допущений приведенный момент инерции планетарных механизмов [6, рис. 1] определяется по формуле

$$\mathbf{I_{ПР} = I_1 + k \cdot I_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + kI_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 + k\ I_3 \left(\frac{V_2}{\omega_1}\right)^2 + kM_3 \left(\frac{V_3}{\omega_1}\right)^2 + n_I I_A \left(\frac{\omega_H}{\omega_1}\right)^2}, \quad (1)$$

где $\mathbf{n_I}$ – коэффициент приведения момента инерции водила к моменту инерции условного диска [1]; $\mathbf{I_A}$ – момент инерции условного диска; $\mathbf{V_2}$, $\mathbf{V_3}$ – скорости центров масс сателлитов.

Моменты инерции колес в соответствии с принятыми допущениями равны

$$\mathbf{I_i = \frac{\pi\rho}{32} b_i d_i^{\,2}}. \quad (2)$$

Момент инерции условного диска $\mathbf{I_A}$ определяется зависимостями:

$$\mathbf{I_i = \frac{\pi\rho}{32} b_1 (d_1 + d_2)^4} \quad (3)$$

для схем а, б, г [6, рис. 1];

$$\mathbf{I_i = \frac{\pi\rho}{32} b_1 (d_1 - d_2)^4} \quad (4)$$

для схемы в [6, рис. 1];

$$\mathbf{I_i = \frac{\pi\rho}{32} b_1 (d_2 - d_1)^4} \quad (5)$$

для схем д, е [6, рис. 1].

С учетом выражений (2 – 5) зависимость (7) приводится к виду:

$$\mathbf{I_{ПР} = \frac{\pi\rho}{32} b_1 d_1^{\,4} \Big(1 + k\varphi_1 U_1^4 \big((\omega_2/\omega_1)^2 + \varphi_2 y^4 (\omega_3/\omega_1)^2\big) + {}} \quad (6)$$
$$\mathbf{{} + 8k\varphi_1 U_1^2 \big((V_2/(d_1\omega_1))^2 + \varphi_2 y^2 (V_3/(d_1\omega_1))^2\big) + \frac{n_I}{U^2}(1 - U_1)^4\Big)},$$

где $\mathbf{\varphi_1 = b_2 / b_1}$; $\mathbf{\varphi_2 = b_3 / b_2}$; $\mathbf{y = d_3 / d_2}$.

Коэффициенты $\mathbf{\varphi_1}$ и $\mathbf{\varphi_2}$ (уравнение (6)) приведены в табл. 1. Соотношения скоростей $\mathbf{\omega_i / \omega_1}$ $\mathbf{V_i / \omega_1}$ приведены в табл. 3. Обеспечение контактной прочности в функции приведенного момента инерции учитывается множителем $\mathbf{b_1 d_1^{\,4}}$, который согласно [1] равен:

$$b_1 d_1^{\ 4} = \frac{(U_1 - 1)^{5/3}}{\Psi_{bd}^{\ 2/3} (K|U|U_1)^{5/3}} \left(\frac{0.7 T_1 K_{HV} K_{H\beta} \Omega E_{\Pi P}}{\cos^2 \alpha \cdot tg\alpha_{\omega} [\delta]_H^{\ 2}} \right)^{5/3} . \tag{7}$$

Таблица 1

Значения коэффициентов φ_1 и φ_2

Схема	Радиальное расположение сателлитов			Окружное расположение сателлитов			г)	д) е)
	а)	б)	в)	а)	б)	в)		
$\varphi_1 = b_2/b_1$	1	1	2	2	2	2	1	2
$\varphi_2 = b_3/b_2$	2	1	0.5	1	1	1	2	1

Выражение (6) с учетом (7) и (8) удобно представить в виде:

$$\overline{I_H} = \frac{I_{\Pi P}}{C_H}, \tag{8}$$

где $C_H = \frac{\pi \rho}{32} \left(\frac{0.7 T_1 K_{HV} K_{H\beta} \Omega E_{\Pi P}}{\cos^2 \alpha \cdot tg\alpha_{\omega} [\delta]_H^{\ 2}} \right)^{5/3} \frac{1}{\Psi_{bd}^{\ 2/3}}$.

Конкретное выражение $\overline{I_H}$ для каждой из анализируемых схем механизмов получится подстановкой в (8) значений коэффициентов φ_1, φ_2, y соотношений скоростей и зависимости параметра U_1 от y, приведенной в табл. 2.

Таблица 2

Зависимость $U_1 = \Phi(y)$ для разных схем

Схема	Зависимость $U_1 = \Phi(y)$	
	Радиальное расположение сателлитов	Окружное расположение сателлитов
а)	$U_1 = \frac{2 - U}{2}$	$U_1 = \frac{U - 2}{y - 1}$
б)	$U_1 = \frac{U}{2(1 + y)}$	$U_1 = \frac{U}{y + 1}$
в)	$U_1 = \frac{U - 2}{2y}$	$U_1 = \frac{U - 2}{y - 1}$

г), е)	$\mathbf{U_1 = \dfrac{2 - U}{2}}$	–
д)	$\mathbf{U_1 = \dfrac{U}{2(1 - y)}}$	–

Изгибная прочность в выражении (6) может быть учтена раскрытием множителя $\mathbf{b_1 d_1^4}$:

$$\mathbf{b_1 d_1{}^4 = \frac{1}{\Psi_{bd}{}^{2/3} \left(KZ_1 |U|\right)^{5/3}} \left(\frac{2T_1 K_{FV} K_{F\beta} \Omega Y}{[\delta]_F} \right)^{5/3}} . \tag{9}$$

Введем относительную величину приведенного момента инерции

$$\mathbf{\overline{I_F} = \frac{I_{\Pi P}}{C_F}} , \tag{10}$$

где $\mathbf{C_F = \frac{\pi \rho}{32} \left(\frac{2T_1 K_{FV} K_{F\beta} \Omega Y}{[\delta]_F} \right)^{5/3} \frac{1}{\Psi_{bd}{}^{2/3}}}$.

Окончательные выражения для определения приведенного момента инерции приведены в табл. 4. Выведенные целевые функции оптимизации (табл. 4) позволяют выполнить сравнительный анализ различных схем механизмов с одинаковым передаточным отношением и выбрать из них оптимальную. Для выбранной схемы механизма, анализируя соответствующую функцию, можно определить ее параметры, обеспечивающие максимальное быстродействие привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ткаченко В.А., Абрамов В.Т., Коровкин М.Д. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам. – Х.: ХАИ, 1983. – 108 с.*
2. *Кирдяшов Ю.Н., Иванов А.Н. Проектирование сложных зубчатых механизмов. – Л.: Машиностроение, 1973. – 352 с.*
3. *Абрамов В.Т. Определение весовых и инерционных характеристик элементов планетарных механизмов // Теория механизмов и машин. – 1982. – Вып. 32. – С. 85 - 87.*
4. *Абрамов В.Т., Довгополая О.Ю. Синтез планетарных механизмов с парными сателлитами минимальной массы // Системи обробки інформації. – Х.: НАНУ, ПАНМ, ХВУ. – 2002. – Вип. 1(17). – С. 76 - 84.*

Поступила 24.01.2002

АБРАМОВ Владимир Тимофеевич*, канд. техн. наук, доцент кафедры НКАУ ХАИ.*

Окончил ХАИ в 1964 г. Область научных интересов – теоретическая механика.

***ДОВГОПОЛАЯ Ольга Юрьевна**, аспирантка НКАУ ХАИ. Окончила ХАИ в 1998 г. Область научных интересов – теоретическая механика*