

О.Ю. КЛАДОВА, к.т.н., доц. каф. ТМ и ТММ НАКУ "ХАИ", г. Харьков
В.Н. САПРЫКИН, к.т.н., проф. каф. ТМ и ТММ НАКУ "ХАИ"
И.Г. ШЕБАНОВ, к.т.н., проф. каф. ТМ и ТММ НАКУ "ХАИ"

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТИПА АА И П С КОСОЗУБЫМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ КОЛЁСАМИ, ОСЕВЫЕ СИЛЫ КОТОРЫХ УРАВНОВЕШЕНЫ

Для планетарных механизмов типа АА та П з косозубими колесами показано методику синтезу при умовах урівноваження осевых зусиль. Доведено можливість передавати з використанням таких механізмів значно більших зусиль при підвищеній плавності передачі.

Method of synthesis under condition of axial forces equilibrium of AA and П planetary gear mechanism with helical wheels is presented. Possibility of transmission of high load with increased softness of gearing is revealed.

Актуальность задачи. Задача передачи больших мощностей может быть решена путем использования зубчатых механизмов с косозубыми цилиндрическими колёсами вместо прямозубых зубчатых механизмов при одинаковых габаритах и более высокой плавности движения. Для механизмов АІ уже доказана [1] возможность уравнивания возникающих в зацеплениях косозубых цилиндрических колёс осевых силы. Между тем вопросы синтеза подобных механизмов типа АА и П детально еще не рассмотрены в научной и учебной литературе.

Анализ литературы. Отдельные вопросы синтеза планетарных механизмов с косозубыми цилиндрическими колёсами изложены в [1]. Однако отсутствует рассмотрение проблемы синтеза, особенно с учётом уравнивания осевых сил.

Цель статьи. Рассмотреть возможность синтеза планетарных механизмов типа АА и П, но с косозубыми цилиндрическими колёсами, при уравновешенных осевых силах.

1. Рассмотренный в работе [1] подход к проблеме синтеза планетарного механизма типа АІ с косозубыми цилиндрическими колёсами, у которых осевые силы уравновешены, может быть распространен на механизмы типа АА и П. Получим генеральные уравнения для подбора чисел зубьев косозубых колёс механизмов АА и П осевые силы которых уравновешены.

1.1. Простой планетарный механизм типа АА [2].

Условие передаточного отношения механизма

$$i_{1H}^{(4)} = 1 + \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}. \quad (1)$$

Условие соосности механизма

$$\lambda(Z_1 + Z_2) \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} = (Z_4 - Z_3) \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{34}}. \quad (2)$$

Условие сборки механизма

$$\frac{Z_1}{k} \left(1 + \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3} \right) - \frac{Z_2}{Z_3} Q = P. \quad (3)$$

Из (1) имеем

$$i_{1H}^{(4)} - 1 = \frac{Z_4}{Z_1} x \rightarrow Z_4 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 1}{x}. \quad (4)$$

Из (34)

$$\frac{Z_1}{k} i_{1H}^{(4)} - xQ = P,$$

Откуда

$$Z_1 = \frac{k(P + Qx)}{i_{1H}^{(4)}}. \quad (5)$$

Преобразуем (2)

$$Z_1 + Z_2 = \frac{Z_4 - \frac{Z_2}{x}}{\lambda} \frac{\cos \alpha_{tW12}}{\cos \alpha_{tW34}} \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{34}}; \quad Z_1 + Z_2 = \frac{Z_4 x - Z_2}{x\lambda} \frac{\cos \alpha_{tW12}}{\cos \alpha_{tW34}} \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{34}};$$

$$x\lambda(Z_1 + Z_2) \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} = \frac{Z_1(i_{1H}^{(4)} - 1)}{x} x - Z_2;$$

$$x\lambda Z_1 \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} + x\lambda Z_2 \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} = Z_1(i_{1H}^{(4)} - 1) - Z_2;$$

$$Z_2 \cdot \left(x\lambda \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} + 1 \right) = Z_1 \left(i_{1H}^{(4)} - 1 - x\lambda \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} \right);$$

$$Z_2 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 1 - x\lambda \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}}}{x\lambda \frac{\cos \alpha_{tW34}}{\cos \alpha_{tW12}} \frac{\cos \beta_{34}}{\cos \beta_{12}} + 1},$$

или

$$Z_2 = Z_1 \frac{i_{1H}^{(4)} - 1 - \frac{d_{W2}}{d_{W3}}}{\frac{d_{W2}}{d_{W3}} + 1}; \quad (6)$$

$$Z_3 = Z_2/x. \quad (7)$$

1.2. Простые планетарные механизмы типа II.

Выражения для чисел зубьев планетарного механизма II находят также как и для механизма AA, используя условие передаточного отношения, соосности и сборки [2]:

$$Z_1 = k \frac{P - Qx}{i_{1H}^{(4)}}; \quad (8)$$

$$Z_1 = Z_2 \frac{1 - i_{1H}^{(4)} \frac{dw_2}{dw_3}}{1 - \frac{dw_2}{dw_3}}; \quad (9)$$

$$Z_3 = Z_2/x; \quad (10)$$

$$Z_4 = Z_1 \frac{1 - i_{1H}^{(4)}}{x}. \quad (11)$$

2. Области существования планетарных механизмов AA, II, AI с косозубыми колесами у уравновешенными осевыми силами.

Исходными для определения областей существования являются уравнение передаточного отношения, уравнение соосности и условие соседства сателлитов. Причем последнее условие принимается в соответствии с рекомендацией [2] в той форме, что и для прямозубых нулевых колес.

Системы неравенств, определяющих область существования исследуемых механизмов, имеют вид:

Таблица 1

Схема механизма	$xx \leq 1$	$xx \geq 1$
AA	$1 + \frac{dw_2}{dw_3} < i_{1H}^{(4)} < \frac{1 - \frac{dw_2}{dw_3}}{1 - \frac{dw_2}{dw_3} \sin \frac{\pi}{k}}$	$\frac{1 - \frac{dw_2}{dw_3}}{1 - \frac{dw_2}{dw_3} \sin \frac{\pi}{k}} < i_{1H}^{(4)} < 1 - \frac{dw_2}{dw_3}$
II	$\frac{1 - \frac{dw_2}{dw_3}}{1 + \frac{dw_2}{dw_3} \sin \frac{\pi}{k}} < i_{1H}^{(4)} < 1 - \frac{dw_2}{dw_3}$	$1 - \frac{dw_2}{dw_3} < i_{1H}^{(4)} < \frac{1 - \frac{dw_2}{dw_3}}{1 + \sin \frac{\pi}{k}}$
AI	$1 + \frac{dw_2}{dw_3} < i_{1H}^{(4)} < \frac{1 + \frac{dw_2}{dw_3}}{1 - \frac{dw_2}{dw_3} \sin \frac{\pi}{k}}$	$1 + \frac{dw_2}{dw_3} < i_{1H}^{(4)} < \frac{1 + \frac{dw_2}{dw_3}}{1 - \sin \frac{\pi}{k}}$

Анализ неравенств показывает на возможность образования нулевых и смещенных зацеплений планетарных механизмов AA и II для $dw_2/dw_3 \neq 1$ и для механизмов AI с $dw_2/dw_3 \leq 1$ и $dw_2/dw_3 \geq 1$ при разных углах наклона зубьев и коэффициентах смещения.

Выводы. Рассмотрен синтез простых планетарных механизмов с косозубыми цилиндрическими колёсами типа AA, II, AI осевые силы которых уравновешены. Приведены генеральные уравнения для подбора чисел зубьев колес и неравенства, определяющие область существования механизмов. Предлагаемые механизмы с косозубыми колесами позволяют передавать значительно больше мощности, чем с прямозубыми при высокой плавности движения и одинаковых габаритах.

Список литературы: 1. Кладова О.Ю., Сапрыкин В.Н., Шебанов И.Г. К синтезу оптимальных планетарных механизмов типа AI с косозубыми цилиндрическими колёсами // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2009. – №19. – С.90–95. 2. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы. (Оптимальное проектирование). Харьков, "ХАИ", 2003. – 445с.

Поступила в редакцию 10.06.10

УДК 621.771

П.В. КРОТ, к.т.н., ИЧМ им. З.И. Некрасова НАН Украины, г. Днепропетровск

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕДУКТОРНОГО ПРИВОДА С ИЗМЕНЯЕМОЙ СТРУКТУРОЙ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПРОВОЛОЧНОГО ПРОКАТНОГО БЛОКА

Виконано дослідження динаміки високошвидкісного дротового редукційно-калібруючого стану. Розроблено діагностичну модель лінії приводу блоку зі змінною структурою на основі передатних функцій. Виконано аналіз амплітудних і фазових частотних характеристик приводу. Розроблено програмне забезпечення для автоматизованих розрахунків у реальному часі обертових коливань у лінії приводу.

It has been carried out a research of dynamics of the high speed wire reduction-sizing mill (RSM). Diagnostic model is developed of the multi-ratio drive train on the basis of transfer functions. The amplitude and phase-frequency characteristics of drive are analyzed. Software is developed for on-line calculations of the torsional oscillations in the drive train.

Введение. Действующие на сегодняшний день в СНГ проволочные прокатные станы поставлены известными производителями прокатного оборудования – фирмами Скот и СМС (Германия), Морган (США), Даниели (Италия). Ранее сотрудниками ИЧМ были выполнены экспериментальные и теоретические исследу-