

Ефимов Т.А.

*Научный руководитель: старший преподаватель Е.А. Борисова  
Муромский институт (филиал) федерального государственного образовательного  
учреждения высшего образования «Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»  
602264, г. Муром, Владимирская обл., ул. Орловская, 23  
E-mail: center@mivlgu.ru*

### **Кинематический анализ и синтез механизмов с высшими кинематическими парами**

Зубчатые механизмы широко применяются в технических устройствах. Зубчатые механизмы, служащие для уменьшения числа оборотов ведомого вала по сравнению с ведущим, называют редукторами, а механизмы, служащие для увеличения числа оборотов ведомого вала, называются мультипликаторами. Кроме того, зубчатые механизмы применяются для передачи вращения от ведущего вала к ведомому.

Сопряжённые поверхности взаимодействующих зубьев зацепляющихся колёс образуют высшую кинематическую пару (ВКП) [1].

Кинематический анализ зубчатых механизмов состоит в определении передаточных отношений между их звеньями.

Кинематическими характеристиками зубчатой передачи являются:

- угловые скорости  $\omega_1, \omega_2$  [рад/с], частоты вращения  $n_1, n_2$  [мин<sup>-1</sup>] зубчатых колёс;
- передаточная функция скорости – передаточное отношение  $U$ . Если ведущим является колесо 1, а ведомым колесо 2, то передаточное отношение определяется по формуле:

$$U_{12} = \pm \omega_1 / \omega_2 = \pm n_1 / n_2 \quad (1)$$

Передаточное отношение условно считают положительным, если колёса 1 и 2 вращаются в одном направлении (внутреннее зацепление), и отрицательным, если они вращаются в противоположных направлениях (внешнее зацепление).

Передаточное отношение можно выразить и через числа зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$  колёс.

$$U_{12} = \pm Z_2 / Z_1 \quad (2)$$

Кинематический синтез зубчатых механизмов состоит в проектировании кинематической схемы механизма по заданным кинематическим характеристикам.

Так для кинематического синтеза передаточного механизма, состоящего из планетарного редуктора и зубчатой передачи, определяют общее передаточное отношение механизма (по модулю) по формуле:

$$U_0 = |n_{вх} / n_{вых}| \quad (3)$$

После чего определяют модуль передаточного отношения  $U_{45}$  зубчатой передачи, используя числа зубьев колёс  $Z_4$  и  $Z_5$ .

Затем подсчитывают передаточное отношение планетарного механизма:  $U_{1H}^{(3)} = U_0 / U_{45}$ . Выбирают схему механизма, обеспечивающую требуемое передаточное отношение  $U_{1H}^{(3)}$ .

Далее определяют параметры планетарного механизма: числа зубьев центрального колеса, опорного колеса, сателлитов, количество сателлитов, а также параметр сборки.

Затем определяют фактическое расчётное передаточное отношение планетарного механизма  $(U_{1H}^{(3)})_p = 1 + (Z_3 / Z_1)$ , используя значения чисел зубьев колёс  $Z_1$  и  $Z_3$ , полученных в результате расчета, а также фактическое общее передаточное отношение механизма, отклонение которого от требуемого не должно превышать 2%.

### **Литература**

1. Теория механизмов и машин. Динамический анализ. Зубчатые зацепления: конспект лекций / В.Б. Покровский. Екатеринбург: ООО «Издательство УМЦ УПИ», 2004. 49с. - <http://window.edu.ru/resource/661/28661/files/ustu268.pdf>.