



Рисунок 5 - Зависимость изменения усилия сжатия дисков при суммарном износе фрикционных на 1мм от:
 1 - угла наклона α нажимных элементов;
 2 - диаметра d нажимных элементов;
 3 - расстояния H между нажимным и упорным дисками

УДК 621 83.061.4

Николаенко В.Л., Николаев В.А., Протасеня О.Н.

СИНТЕЗ ДВУХСТОРОННИХ РЕДУКТОРОВ ВАЛОВ ОТБОРА МОЩНОСТИ

*Белорусский национальный технический университет
 Минск, Беларусь*

Для анализа существующих или вновь разрабатываемых конструкций привода ВОМ на основе планетарных механизмов необходимо из большого разнообразия существующих планетарных механизмов выделить конкретные типы, целесообразные для применения в приводных механизмах валов отбора мощности (ВОМ).

В качестве обобщающего механизма, включающего в себя все типы планетарных механизмов, принятых за основу для использования в приводных механизмах ВОМ, может выступать пятизвенный планетарный механизм с двухвенцовыми сателлитами.

Принимаемые обозначения следующие:

- a, c - центральные шестерни с наружными зубьями, соответственно с меньшим и большим числом зубьев;
- b, d - центральные шестерни с внутренними зубьями, соответственно с большим и меньшим числом зубьев;
- d, f - венцы сателлитов (или сателлиты для одновенцового механизма) соответственно с большим и меньшим числом зубьев;
- h - водило.

Основным оценочным критерием возможности конструктивной реализации схемы планетарного механизма является проверка значения его внутреннего передаточного числа K (передаточного числа между центральными шестернями при остановленном водиле) на соответствие допустимым пределам изменения для данного типа механизма. Данная проверка показывает, может ли механизм быть реализован при целесообразных размерах его звеньев. т.е. определяет приблизительную возможность создания механизма при приемлемых, принятых в транспортном машиностроении, габаритах.

Для механизмов смешанного зацепления с одновенцовыми сателлитами рекомендуемые пределы изменения K составляют 1,4...4,0 [1]. В соответствии с рядом источников имеются рекомендации по пределам изменения K и для механизмов с двухвенцовыми сателлитами. Однако рекомендуемые пределы изменения K для одних и тех же механизмов по различным источникам имеют значительные колебания и не взаимосвязаны между различными механизмами, при этом использование данных рекомендаций при сравнении механизмов приводит к ряду несоответствий и неточностей, в связи с чем, принять их за основу в настоящей работе не представляется возможным.

Ниже, на основе рекомендуемых пределов изменения K для механизмов с одновенцовыми сателлитами, произведена разработка взаимосвязанных пределов изменения K и для механизмов с двухвенцовыми сателлитами. Для пояснения сущности совмещенный пятизвенный механизм приведен в вариантах, соответствующих предельным значениям размеров его шестерен.

Для механизма смешанного зацепления с одновенцовыми сателлитами (схема а b h или c d h):

$$K = \frac{b}{a} = \frac{d}{c} = \frac{b}{1-2g} = \frac{d}{1-2f} = 1,4 \dots 4,0. \quad (1.1)$$

Принимая за единицу радиус начальной окружности центральной шестерни с внутренними зубьями b или d , долевые пределы значений радиусов начальных окружностей центральной шестерни с наружными зубьями и сателлитов по отношению к внешнему габариту механизма, составят:

$$\begin{aligned} a_{\max} = c_{\max} &= \frac{1}{1,4} = 0,7143; & a_{\min} = c_{\min} &= \frac{1}{4} = 0,25; \\ g_{\max} = f_{\max} &= \frac{1-0,25}{2} = 0,375; & g_{\min} = f_{\min} &= \frac{1-0,7143}{2} = 0,1429. \end{aligned} \quad (1.2)$$

Полученные предельные долевые значения радиусов начальных окружностей центральной шестерни и сателлита, принимая, что сравнительные габариты различных механизмов должны быть равны, а предельные размеры шестерен для механизмов с одновенцовыми сателлитами являются предельными размерами и для шестерен механизмов с двухвенцовыми сателлитами, положены в основу для определения рекомендуемых пределов изменений K и для механизмов с двухвенцовыми сателлитами.

Полученные значения рекомендуемых взаимосвязанных пределов изменения внутреннего передаточного числа для всех типов трехзвенных планетарных механизмов, принятых за основу для использования в механизмах привода ВОМ, сведены в таблицу 1.1.

**Таблица 1.1. Рекомендуемые взаимосвязанные пределы изменения
внутреннего передаточного отношения различных типов механизмов**

Тип механизма	Обозначение	Формулы определения К	Рекомендуемый диапазон изменения К	
			K_{min}	K_{max}
Смешанного зацепления с одно- венцовыми сател- литами	$\frac{abh}{cdh}$	$\frac{b}{a}$ $\frac{d}{c}$	1,4	4,0
Смешанного за- цепления с двух- венцовыми сател- литами	bch	$\frac{bf}{gc}$	0,7904	4,0
Смешанного за- цепления с двух- венцовыми сател- литами	adh	$\frac{dg}{fa}$	1,4	8,0605
Наружного зацеп- ления	ach	$\frac{cg}{fa}$	1,0	5,0605
Внутреннего за- цепления	bdh	$\frac{bf}{gd}$	0,4965	1,0

Передаточное число планетарного механизма от входного звена к выходному, определяемое как отношение стандартизованных скоростей вращения выходных хвостовиков с учётом допуска на колебание их величин, за счёт возможности получения при сниженных от номинальных оборотов двигателя, допускаемых нормативными документами [2], должно быть равно:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1000 \dots 1111}{540 \dots 600} = 1,666 \dots 2,057. \quad (1.3)$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Планетарные передачи. Справочник/ Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977.-535 с. 2. ГОСТ 3480 – 76. Вал отбора мощности сельскохозяйственных тракторов. Типы и основные параметры. – М., 1976.-15 с.

ДК 519.67

Романюк Г.Э.

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В СРЕДЕ MATHCAD

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Задача геометрического моделирования является важной областью машинной графики. Геометрическое моделирование широко применяется также в системах автоматизированного проектирования (САПР).