* 1. **Расчет планетарной передачи на прочность**

#### **Определение основных параметров передачи a-g**

Передаточное отношение планетарной передачи типа 2k-h типа A –

. За основу принят алгоритм расчёта передачи, изложенный в увказаниях [1].

Исходные данные для определения основных параметров передачи a-g:

* вращающий момент на шестерне
* вращающий момент на валу шестерни
* передаточное отношение от солнечной шестерни к сателлиту
* частота вращения шестерни в обращенном движении
* число сателлитов ;
* допускаемые контактные напряжения ;
* допускаемые изгибные напряжения
* допускаемые напряжения контактной статической прочности ;
* допускаемые напряжения изгибной статической прочности: ;
* зубчатые колёса прямозубые;
* степень точности передачи – 7.

Приближенно примем коэффициент нагрузки и коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни .

Делительный диаметр шестерни:

где – вспомогательный коэффициент, .

Ширина зубчатого венца:

Примем значение коэффициента неравномерности нагрузки по ширине зубчатого венца

Окружная скорость зубчатых колес:

Примем коэффициент динамической нагрузки . Тогда коэффициент нагрузки:

#### **Определение модуля и числа зубьев**

Примем коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении Тогда коэффициент нагрузки при расчёте по изгибным напряжениям:

Предварительно примем коэффициент формы зуба .

Приближенное значение модуля:

Учитываем, что при цементации, и принимаем модуль ГОСТ 9563-60.

Число зубьев солнечной шестерни:

Для данного числа зубьев коэффициент формы зуба .

#### **Определение чисел зубьев передачи**

Подбор чисел зубьев планетарной передачи должен обеспечить выполнение условий сборки и соосности. Условие соседства было выполнено при определении числа сателлитов.

Определим коэффициент :

Число зубьев корончатого колеса b:

Число зубьев сателлита g:

Уточним кинематические характеристики планетарной ступени.

Передаточное число ступени:

Передаточное отношение от колеса *a* к сателлиту *g:*

Передаточное отношение от сателлита gк корончатому колесу b:

Частота вращения водила:

Частота вращения солнечного колеса a в обращённом движении:

Частота вращения сателлита g в обращённом движении:

#### **Определение геометрических параметров**

Определим межосевое расстояние:

Делительный диаметр солнечной шестерни, сателлита и корончатого колеса:

Диаметр вершин зубьев солнечной шестерни, сателлита и корончатого колеса:

Диаметр впадин зубьев солнечной шестерни, сателлита и корончатого колеса:

#### **Проверка контактной прочности**

Определяем коэффициент торцевого перекрытия.

Коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчёте по контактным напряжениям.

Действительное контактное напряжение:

Условие прочности не выполняется:

Увеличиваем ширину зубчатого венца до . Коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни

Уточняем значения коэффициентов:

Повторим расчет:

Условие прочности по контактным напряжениям практически выполняется:

#### **Проверка изгибной прочности**

Определим коэффициенты для солнечного и корончатого колес.

Действительное напряжение изгиба солнечного колеса *a*:

Напряжение изгиба сателлита *g*:

Условие прочности выполняется для обоих колес:

#### **Проверочный расчет на прочность при действии максимальной нагрузки**

Так как в редукторе задан коффициент перегрузки , то передача проверяется на действие пиковых нагрузок [2].

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя определяем контактные напряжения:

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубев определяем изгибные напряжения:

* + 1. **Определение усилий в передаче**

Вращающий момент от сателлита *g* к корончатому колесу *b* в обращенном движении:

КПД планетарной передачи

Вращающий момент на валу водила:

Окружные силы (рисунок 1.1):

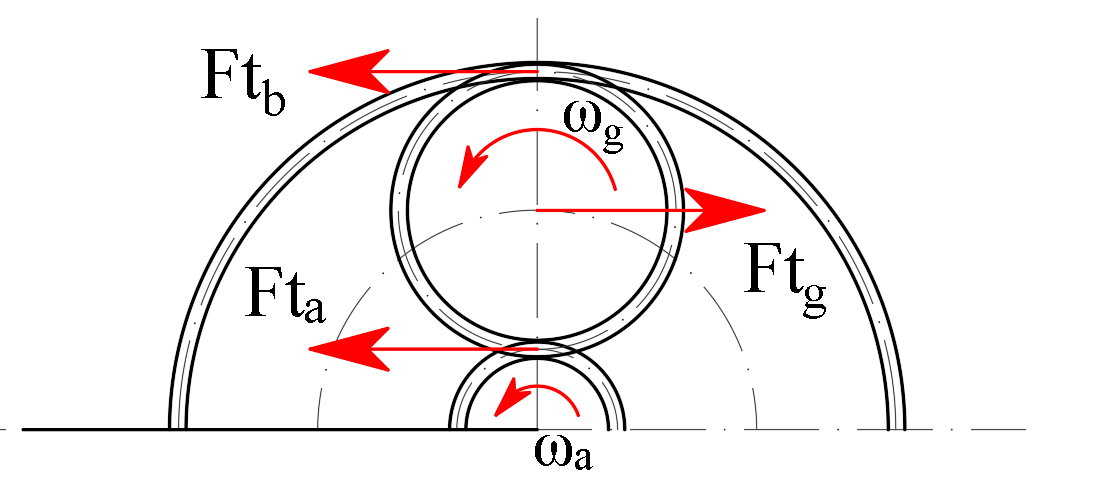


Рисунок 1.1 – Усилия в зацеплении планетарной передачи

Т.к. передача прямозубая, осевые силы отсутствуют. Окружные силы в планетарной передаче уравновешены. Солнечное и корончатое колеса уравновешены со стороны сателлитов и работают только на кручение.

#### **Определение ширины венца центрального колеса**

С целью снижения массы редуктора ширина зубчатого венца центрального колеса *b* может быть выполнена меньше ширины зубчатого венца сателлита.

Коэффициент формы корончатого колеса *b*:

Рабочая ширина венца зубчатого колеса из расчета на изгибную прочность:

Рабочая ширина венца зубчатого колеса из расчета на контактную прочность:

Так как , то принимаем ширину венца корончатого колеса , что меньше венца солнечной шестерни Условие выполняется.

Список использованных источников

1. Расчёт на прочность планетарной передачи: метод. указания к курсо-вому проекту / Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2016. – 27 с.
2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.