

04, апрель 2016

УДК 62-233

Анализ возможностей снижения габаритных размеров планетарных редукторов

*Лашина А.С., студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
Кафедра «Экономика и организация производства»*

*Чащин Л.О., студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
Кафедра «Экономика и организация производства»*

*Научный руководитель: Леонов И.В., д.т.н., профессор
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
Кафедра «Теория механизмов и машин»
ivleonov@bmstu.ru*

Широкое применение зубчатых передач объясняется их относительно малыми габаритами и высокой надежностью. Однако, проектирование зубчатых передач неподвижными осями встречается с конструктивными трудностями, так как при увеличении передаточного отношения растут габаритные размеры. Планетарные редукторы применяются при необходимости реализации высоких передаточных отношений. Применение их ограничивается лишь конструктивными ограничениями более высокими габаритными размерами, чем у редукторов с неподвижными осями. Поэтому совершенствование методики расчёта планетарных редукторов является актуальной проблемой машиностроения, особенно в свете необходимости снижения габаритных размеров редукторов и стоимости их производства.

Рассмотрим проблему увеличения габаритных размеров на примере одноступенчатого редуктора (рис.1.) с неподвижными осями и цилиндрическими зубчатыми колесами. Габаритные размеры редуктора можно приближенно оценить критерием, связанным с межосевым расстоянием зубчатых колёс.

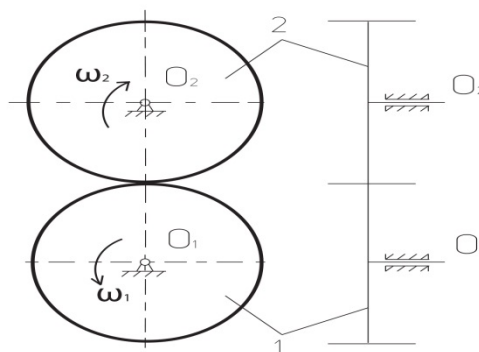


Рис. 1. Структурная схема одноступенчатого редуктора с неподвижными осями

Безразмерный критерий габаритов одноступенчатого редуктора можно представить в виде удвоенного межосевого расстояния $a_w = O_1O_2$, делённого на m модуль, представляющий масштабный фактор, который находится из расчетов на прочность (1):

$$\Gamma = \frac{2a_w}{m} = (z_1 + z_2) = z_1 (1 + u_i), \quad (1)$$

где z_1, z_2 – число зубьев шестерни.

$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ - передаточное отношение одноступенчатого редуктора.

ω_1, ω_2 - угловые скорости вращения зубчатых колес.

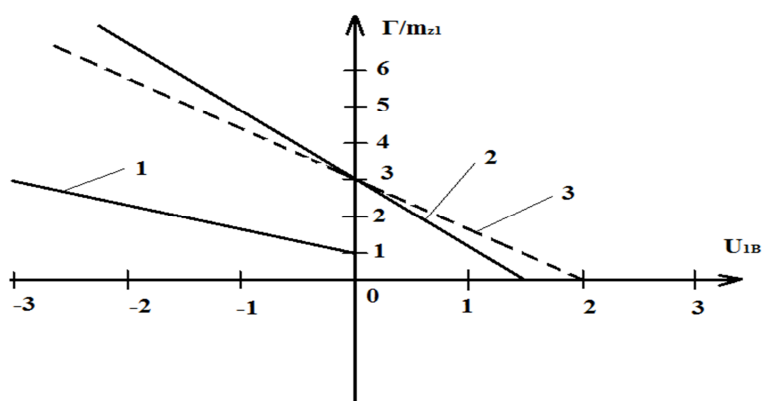


Рис. 2. Зависимость критерия габаритных размеров одноступенчатого редуктора от передаточного отношения

Из выражения (1) следует, что габариты одноступенчатого редуктора с неподвижными осями растут при увеличении передаточного отношения и числа зубьев шестерни z_1 . На рис. 2. представлена зависимость критерия габаритных размеров, наилучшее значение которого должно быть положительно. Таким образом, значение этого

критерия определяется целым числом зубьев шестерни, минимальное число которых ограничивается из условий подреза зуба (2).

В одноступенчатых цилиндрических редукторах с передаточным отношением $u_i > 9(10)$ зубчатая передача становится неконструктивной и более высокие передаточные числа реализуют при применении многоступенчатых зубчатых передач или использовании планетарных передач [1, 2].

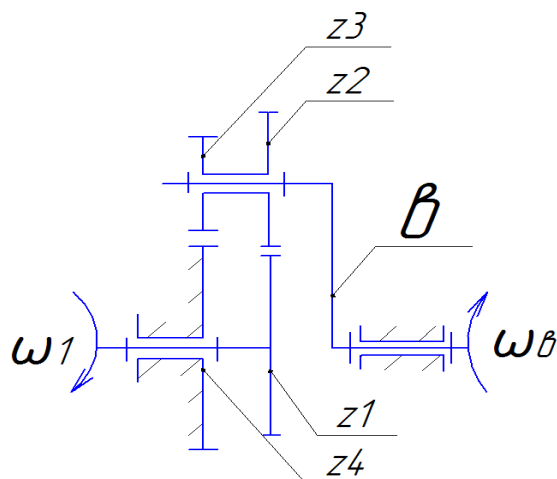


Рис. 3. Структурная схема двухрядного планетарного редуктора с двумя внешними зацеплениями

Наиболее высокое передаточное отношение можно реализовать в двухрядных планетарных редукторах (рис. 3.).

Это отношение зависит от выбора комбинации чисел зубьев четырех колес (2):

$$u_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (2)$$

где ω_H – угловая скорость вращения водила H.

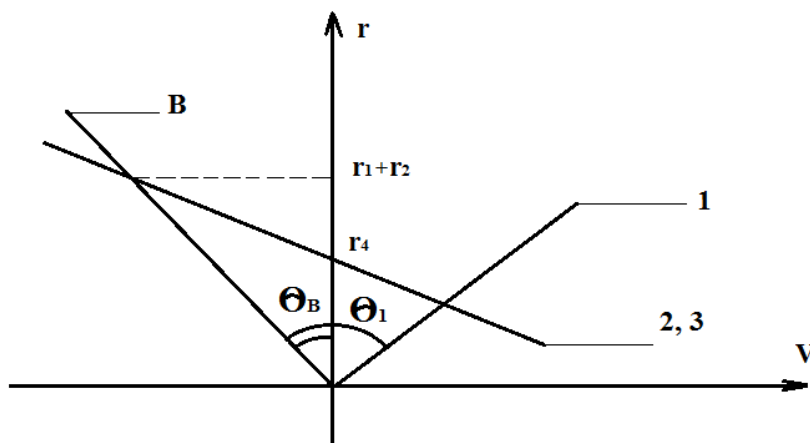


Рис. 4. План скоростей двухрядного планетарного редуктора с двумя внешними зацеплениями

Однако, расчет двухрядного планетарного редуктора достаточно трудоемок, так как эти четыре неизвестные числа зубьев нельзя выбрать произвольно, ограничиваясь только рассмотрением уравнения (2), так как на эти неизвестные z_1, z_2, z_3, z_4 – накладывается ряд жестких ограничений. В первую очередь должно выполняться условие соосности, которое характеризует равенство межосевых расстояний колес в обоих рядах зацепления.

При одинаковых модулях зубьев в обоих рядах для нулевых колес условие соосности имеет вид (3):

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 . \quad (3)$$

Необходимые четыре неизвестных числа зубьев z_1, z_2, z_3, z_4 для реализации расчетного передаточного отношения u_{1H} могут быть найдены путем совместного решения уравнений 2 и 3. Для этого может быть использован классический метод сомножителей [2]. При этом расчёте получается бесчисленное множество вариантов комбинаций чисел зубьев, удовлетворяющих сразу двум уравнениям 2 и 3, но никак не отражающих габаритные размеры планетарного редуктора.

В технической литературе можно встретить методики расчёта планетарных редукторов на ЭВМ [3], основанных на применении метода сомножителей. Без оценки габаритных размеров эти программы представляют расчёт неограниченного числа вариантов из комбинаций чисел зубьев колес планетарного редуктора. В дополнение к такому расчёту необходимо использовать традиционные методы оптимизации для поиска оптимального варианта. Но без знания закономерностей влияния конструктивных параметров редуктора на габаритные размеры для нахождения оптимального варианта эффективно можно использовать только методы случайного поиска. Редким исключением из таких программ ЭВМ является программа, в которой исключается ряд заведомо неудачных решений путем установки линейной связи между числами зубьев z_3 и z_4 второго ряда зацеплений [3]:

$$z_4 = qz_3 , \quad (4)$$

где $q = \text{const}$.

Выбор оптимального варианта чисел зубьев возможен по критерию габаритных размеров с учетом ограничений по условиям свободного размещения нескольких блоков

сателлитов и сборки. Безразмерный критерий габаритных размеров для двухрядного планетарного редуктора [4] с двумя внешними зацеплениями колес (рис. 3.) имеет вид (5):

$$\Gamma = 2 \left(\frac{a\omega}{m} + z_2 \right) = z_1 \left(1 + 2 \frac{z_2}{z_1} \right). \quad (5)$$

При разработке лабораторной работы по курсу «Теория механизмов и машин» на кафедре РК-2 МГТУ им. Н.Э. Баумана для исследования характеристик планетарного редуктора (рис. 3.) профессором Леоновым И.В. был предложен оригинальный метод выбора чисел зубьев колес планетарного редуктора без необходимости проведения оптимизационного расчета [5]. Метод не только резко ограничивает число возможных вариантов комбинаций чисел зубьев колес, но и в некоторой области передаточных отношений дает наилучшие результаты по критерию габаритных размеров.

Это предложение основано на анализе плана скоростей планетарного редуктора, который в свое время был разработан профессором Смирновым [6]. По плану скоростей (рис. 4.) передаточное отношение редуктора может быть определено по зависимости (6)

$$u_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_B} = \frac{tg \theta_1}{tg \theta_B}, \quad (6)$$

где θ_1, θ_2 – углы наклона лучей законов распределения скоростей солнечного колеса 1 и водила (рис. 4.).

При одном и том же передаточном отношении планетарного редуктора u_{1B} угловые скорости сателлитов, отображенные углом наклона луча (2.3) (рис. 4.), могут быть различными в зависимости от варианта выбора чисел зубьев редуктора. Поскольку план скоростей (рис. 4.) отображает и габаритные размеры редуктора (в первую очередь радиуса водила O_1O_2) то становится очевидным, что размер O_1O_2 снижается при снижении угла наклона луча (2.3.) закона распределения скоростей блоки 2.3. В свою очередь угол наклона закона распределения скоростей сателлитов связан с положением полюсов зацепления в двух рядах зацеплений редуктора. Положение же этих полюсов определяется выбором чисел зубьев колес в двух рядах зацеплений. Снижение угла наклона графика построенного по закону распределения скоростей приводит к снижению габаритных размеров двухрядного планетарного редуктора с двумя внешними зацеплениями.

Дальнейший анализ связи полюсов зацеплений в двухрядном редукторе показал, что оптимальное решение следует искать в связи числа зубьев колес путем исключения ненужного для оптимизации соотношения числа зубьев колес. Исключением из расчета редуктора комбинации чисел зубьев колес 2 и 3 можно достичь не только резкого ограничения возможных конструктивных решений, но и оптимизации конструкции.

Профессором Леоновым И.В. для этого было предложено принять одинаковым $z_3 = z_4$ числа зубьев колес во втором ряду, а чтобы удовлетворить условию соосности (3) было предложено выбирать числа зубьев $z_3 = z_4$ как среднее арифметическое из чисел зубьев колес в первом ряду, т.е.

$$z_1 + z_2 = 2z_3 \quad \text{или} \quad z_3 = z_4 = \frac{z_1 + z_2}{2}.$$

Расчетное выражение чисел зубьев по новому методу вытекает из уравнения передаточного отношения (2) и имеет вид:

$$\frac{z_2}{z_1} = 1 - u_{1H}.$$

Выбор чисел зубьев z_1, z_2 наложены ограничения соседства и сборки [7]. Решая совместно уравнения (6) и (4), можно получить связь между габаритными размерами и передаточным отношением двухрядного планетарного редуктора:

$$\Gamma = z_1 [1 + 2(1 - u_{1H})] = z_1 (3 - 2u_{1H}).$$

Зависимость критерия габаритных размеров от реализуемого передаточного отношения показана на рис. 2. (кривая 2). Анализируя последнюю зависимость, следует отметить, что отрицательных значений критерий габаритных размеров иметь не может по физическому смыслу. Стремление его к нулю при увеличении передаточного отношения u_{1H} объясняется тем, что при этом уменьшается расстояние между полосами зацепления P_1, P_2 . При этом увеличивается обратное передаточное отношение:

$$u_{1H} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{1}{u_{1H}}.$$

Равенство нулю критерия габаритных размеров не имеет физического смысла и не достижимо.

Заключение

- 1) Разработанная методика упрощенного расчета двухрядных планетарных передач с двумя внешними зацеплениями может быть применена для упрощения и автоматизации проектирования редукторов и оптимизации их конструкций.
- 2) Планетарные передачи, спроектированные упрощенным методом по конструкторским и технологическим критериям, в целом можно считать превосходящими по качеству передачи, рассчитанные традиционным методом.

3) На основании предложенного авторами статьи нового метода проектирования планетарных передач на кафедре РК-2 «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана создана лабораторная работа, которая позволяет студентам провести сравнение расчётов редукторов при различных задаваемых передаточных отношениях и произвести оценку критериев качества редукторов на ЭВМ, а путем проведения экспериментальной сборки редуктора, выполненного по оптимальному варианту, убедиться в верности и преимуществе нового метода проектирования.

Список литературы

- [1] Леонов И.В., Леонов Д.И. Теория механизмов и машин. М.: Высшее образование, 2015. 239 с.
- [2] Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. М.: Высшая Школа, 1985. 280 с.
- [3] Белоконев И. М.. Механика машин. Расчёты с применением ЭЦВМ. Киев: Вища школа, 1978. 232 с.
- [4] Крайнев А.Ф. Проектирование зубчатых механизмов. М.: Машгиз, 1971. 208 с.
- [5] Леонов И.В., Подчасов Е.О. Сравнение методов проектирования планетарных передач с оценкой критериев качества // Наука и образование МГТУ им. Н. Э. Баумана электрон. журн. 2015. №11. DOI:10.7463/1115.0823612
- [6] Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. М.: Высшая школа, 1999. 300 с.
- [7] Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2000. 300 с.