

Особенности распределения передаточного отношения двухступенчатого редуктора

Целью данной работы является анализ рекомендаций по распределению передаточного отношения трехосного двухступенчатого цилиндрического редуктора.

При проектировании редукторов распределению общего передаточного отношения между ступенями уделяют особое внимание. Это задача многовариантная и многопараметрическая.

Перед проектировщиком стоит задача выбрать такие передаточные отношения, которые обеспечат: удобство компоновки всех элементов редуктора в корпусе, оптимальные условия смазывания зубчатых колес, минимальную массу редуктора.

Приходится учитывать и другие критерии оптимизации в частности – оптимизацию габаритных размеров, например, длины или высоты редуктора.

Передаточное отношение редуктора (u) определяется по зависимости: $u = u_1 \cdot u_2$,

где u_1 и u_2 – соответственно передаточные отношения тихоходной и быстроходной ступеней редуктора.

Здесь в одно уравнение входят две переменные, при этом одно из них u_2 исключают, выражая как $u_2 = u/u_1$.

В данном случае задача сводится к нахождению оптимального значения u_1 , т.е. такого, которое удовлетворяло бы тому или другому предъявляемому требованию.

Однако удовлетворить одновременно всем вышеперечисленным требованиям не представляется возможным, т.к. даже если сравнивать варианты только по одному из перечисленных критериев приходится учитывать влияние большого числа переменных параметров и ограничений. Перечислим лишь некоторые из этих ограничений:

- передаточное отношение в одной ступени $u \in [2 \dots 8]$;
- число зубьев шестерни $z_1 \in [13 \dots 30]$;
- коэффициент ширины колес $\psi_{ba} \in [0,2 \dots 0,5]$;
- модули зацеплений $m \geq 1,5$ мм.

В учебной литературе используют следующие критерии оптимизации. В [1] предложена оптимизация массы редуктора. Этому критерию удовлетворяет передаточное отношение:

$$u_1 = \sqrt[3]{0,5u^2} - 0,333 \text{ (кривая 1 рис. 1.)}$$

Очевидно, что этот критерий является самым значимым, т.к. 85% стоимости редуктора – это стоимость материалов, из которых он изготовлен.

Вторым по значимости критерием является обеспечение оптимальных условий смазывания зубчатых зацеплений, т.к. от качества смазки напрямую зависит интенсивность износа рабочих поверхностей зубьев, ресурс зубчатых передач, а также КПД редуктора. Оптимальными условиями является равенство диаметров второго и четвертого колес редуктора $d_2 = d_4$ и погружение их в масло на высоту зуба, т.е. обеспечивается оптимальное смазывание обеих ступеней и потери на разбрызгивание масла при этом минимальны. Этот критерий используется авторами [2, 3].

Однако рекомендации [2] обеспечивают отношение межосевых расстояний $a_2/a_1 = 1,5$ и погружение зубчатого колеса тихоходной ступени в масло примерно на 1/3 радиуса. Это приводит к повышенным потерям на разбрызгивание масла, хотя практически полностью удовлетворяет критерию минимизации массы:

$$u_1 = 1,176\sqrt{u} \text{ (кривая 2 рис. 1.)}$$

В работе [3] исходя из того же критерия, рекомендуется следующая зависимость:

$$u_1 = \sqrt[3]{u^2} - 0,015u \text{ (кривая 3 рис.1)}$$

Автором [4] предложена разбивка, которая при $u < 20$ практически совпадает с рекомендацией [3], а при $u > 20$ практически полностью совпадает с рекомендацией [2]:

$$u_1 = \sqrt[3]{u^2}, u \leq 20; \quad u_1 = 1,2\sqrt{u}, u > 20 \text{ (кривая 4 рис.1)}$$

В работе проанализировано распределение передаточного отношения в типовых редукторах, выпускаемых промышленностью. Как видно (кривая 5 рис.1), они не всегда согласуются с упомянутыми рекомендациями. Это объясняется необходимостью согласования передаточных чисел со стандартными значениями, установленными ГОСТ 2185.

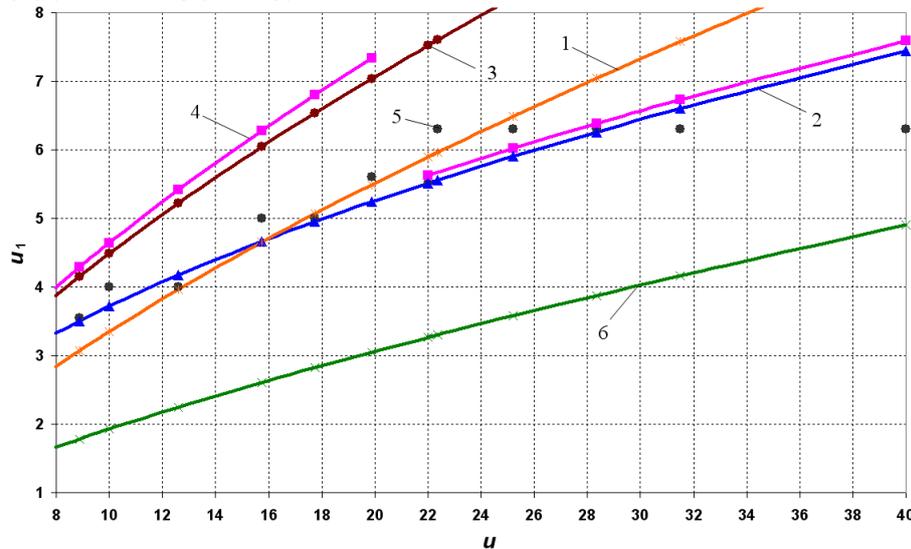


Рис. 1. Рекомендации по распределению передаточных отношений двухступенчатого редуктора

Нами проведено распределение передаточных отношений, обеспечивающее оптимизацию длины редуктора. Известно, что основной причиной выхода из строя таких передач является усталостное выкрашивание рабочих поверхностей. Основной вид расчета в этом случае – расчет по контактным напряжениям. При этом сумма межосевых расстояний определяется по зависимости:

$$A = K_a(u_1 + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H1}T_2}{[\sigma_H]_1^2 u_1^2 \psi_{ba1}}} + K_a(u_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H2}T_4}{[\sigma_H]_2^2 u_2^2 \psi_{ba2}}}$$

Нами использованы все перечисленные ограничения, которые характерны для вышеизложенных методов. В частности, зубчатые колеса обеих ступеней изготовлены из одинаковых материалов и одинаковы методы термообработки, т.е. значения допускаемых контактных напряжений равны. Равны коэффициенты ширины колес ступеней редуктора. Коэффициенты долговечности и КПД не учитываем: $[\sigma_{H1}] = [\sigma_{H2}]$, $\psi_{ba1} = \psi_{ba2}$, $K_{H1} = K_{H2}$, $T_2 = T_1 u_2$, $T_4 = T_1 u_1 u_2$. Такие же упрощения применяются и упомянутыми выше авторами.

После проведения математических операций получим окончательную зависимость:

$$u_1 = \frac{\sqrt[3]{u} + u}{2(\sqrt[3]{u} + 1)} \quad (\text{кривая 6 рисунок 1})$$

Проведенный анализ подтвердил, что одновременно удовлетворить всем указанным требованиям не представляется возможным. Таким образом, подбор оптимальных значений передаточных отношений двухступенчатого трехосного цилиндрического редуктора, как и большинство задач проектирования, имеет много вариантов решения.

Литература

1. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
3. Чернавский С. А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
4. Ерохин М.Н. Детали машин и основы конструирования. – М.: Колос, 2005. – 462 с.