

РАЦИОНАЛЬНОЕ КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ С ЦЕМЕНТИРОВАННЫМИ ТВЕРДЫМИ ШЛИФОВАННЫМИ ЗУБЧАТЫМИ ПАРАМИ

М.А Меретуков

Майкопский государственный технологический институт, г. Майкоп

В статье проведен сравнительный анализ технического уровня цилиндрических редукторов, изготавливаемых в России и за рубежом. Предложены соотношения для определения величин передаточных чисел в ступенях двух и трехступенчатых цилиндрических редукторов в зависимости от соотношения межосевых расстояний ступеней при условии исключения “врезных” вал-шестерен. Даны рекомендации по проектированию новых типоразмеров редукторов общепромышленного применения.

Цилиндрические редукторы находят в настоящее время широкое применение. По простоте обслуживания в процессе эксплуатации, долговечности и величине к.п.д. они являются самыми перспективными из всех известных видов передач.

Однако, отечественное редукторостроение в основном производило и продолжает производить редукторы общепромышленного применения с высокими значениями относительной массы γ , определяемой по формуле [1]:

$$\gamma = \frac{m}{T_{\max}} \quad \text{кг/(Н м)}, \quad (1)$$

где m – масса редуктора, кг;

T_{\max} – максимальный вращающий момент на выходном (тихоходном) валу, Н м.

Именно этот параметр является критерием технического уровня редуктора.

В настоящее время значение $\gamma \geq 0,2$ соответствует низкому уровню конструкции. Высокому уровню редукторостроения в общем машиностроении соответствует $\gamma \leq 0,06$.

Так для редукторов [2,3,4] изготовления следующих редукторных заводов, величина относительной массы (1) в зависимости от их типоразмеров располагается в диапазоне:

- Ижевского – $0,1175 \div 0,062$ кг/(Н м);
- Майкопского – $0,068 \div 0,049$ кг/(Н м);
- FLENDER и ASUG (Германия) – $0,03 \div 0,02$ кг/(Н м).

Как характеризует существующее положение в редукторостроении Г.А.Снесарев [5], в изготавливаемых в настоящее время в стране редукторах используется в основном эвольвентное зацепление. При этом наиболее широко используемый способ упрочнения – улучшение, финишная обработка после поверхностного упрочнения, как правило, отсутствует. Отношение межосевых расстояний редукторов обычно равно 1,6. Наибольшие передаточные числа в одной ступени слишком велики – до 8. Это приводит к неизбежному применению “врезных” шестерен, качественное изготовление которых с применением финишного зубошлифования, призванного исключить все возможные коробления после цементации и закалки, является проблематичным.

Отказ от зубошлифования ради использования “врезных” шестерен для возможности реализации больших передаточных чисел в одной ступени является нерациональным по причине получения при этом высокой (почти в 2 раза) относительной массы.

В литературе отсутствуют конкретные рекомендации по определению величин передаточных чисел ступеней редукторов, исключая применение “врезных” шестерен, значительно широк диапазон передаточных чисел редукторов ($6,3 \div 50$ – для двухступенчатых, $16 \div 250$ для трехступенчатых).

Непременным условием обеспечения конкурентоспособности отечественных редукторов общепромышленного применения на мировом рынке является комплектование их зубчатыми парами с цементированными твердыми шлифованными зубьями, не имеющими по техническим характеристикам конкурентов в обозримом будущем.

В данной статье приводятся формулы для определения величин передаточных чисел в ступенях в зависимости от соотношения межосевых расстояний ступеней редуктора при условии обеспечения исключения “врезных” вал-шестерен.

В основу вывода формул положены известные [5,6,7] и определенные методом статистической обработки большого количества параметров изготавливаемых редукторов, как отечественных так и зарубежных, следующие соотношения:

$$d_{\delta 2} = 0,48d_T, \quad (2)$$

где $d_{\delta 2}$ – диаметр под подшипник быстроходной вал-шестерни двухступенчатого редуктора, мм ;

d_T – диаметр под подшипник тихоходного вала, мм.

$$d_{\delta 3} = 0,35d_T, \quad (3)$$

где $d_{\delta 3}$ – диаметр под подшипник быстроходной вал-шестерни трехступенчатого редуктора, мм.

$$d'_{np3} = d_{\delta 2} = 0,48d_T, \quad (4)$$

где d'_{np3} – диаметр под подшипник первой промежуточной вал-шестерни трехступенчатого редуктора, мм.

$$d_{np2} = d''_{np3} = 0,48a_{\delta 2}, \quad (5)$$

где d_{np2} – диаметр под подшипник промежуточной вал-шестерни двухступенчатого редуктора, мм;

d''_{np3} – диаметр под подшипник второй промежуточной вал-шестерни трехступенчатого редуктора, мм;

$a_{\delta 2}$ – межосевое расстояние быстроходной ступени двухступенчатого редуктора, мм.

$$a_{\delta n} = \frac{a_T}{k^{n-1}} \quad (6)$$

где n – число ступеней редуктора;

k – коэффициент равный отношению межосевых расстояний редуктора.

$$m_i = 0,02a_i, \quad (7)$$

где m_i – модуль зубчатого зацепления i -ой ступени редуктора, мм;

a_i – межосевое расстояние i -ой ступени редуктора, мм.

$$d_{\text{ош.}i} = d_i + 2,5m_i, \quad (8)$$

где $d_{\text{ош.}i}$ – минимальный делительный диаметр вал-шестерни редуктора i -ой ступени, нарезаемой без “врезания”, мм;

d_i – диаметр под подшипник вал-шестерни i -ой ступени редуктора, мм.

$$d_T = 0,48a_T, \quad (9)$$

$$U_2 = U_T U_{\delta 2}, \quad (10)$$

где U_2 – общее передаточное число двухступенчатого редуктора;

$U_T, U_{\delta 2}$ – передаточные числа соответственно тихоходной и быстроходной ступеней двухступенчатого редуктора.

$$U_3 = U_T U_{np} U_{\delta 3} = U_2 U_{\delta 3} \quad (11)$$

где U_3 – общее передаточное число трехступенчатого редуктора;

U_{np} – передаточное число промежуточной ступени трехступенчатого редуктора;

$U_{\delta 3}$ – передаточное число быстроходной ступени трехступенчатого редуктора.

$$U_i = \frac{d_{оки}}{d_{оии}} , \tag{12}$$

где $d_{оки}$ – делительный диаметр колеса i -ой ступени редуктора, мм.

$$d_{оки} = 2a_i - d_{оии} , \tag{13}$$

Раскрывая формулы (10,11,12) с использованием вышеприведенных соотношений (2-9), получим:

$$U_T = \frac{1,95K - 0,48}{0,48 + 0,05K} , \tag{14}$$

$$U_{\sigma 2} = \frac{1,95 - 0,23K}{0,23K + 0,05} , \tag{15}$$

$$U_{\sigma 3} = \frac{1,95 - 0,174K^2}{0,174K^2 + 0,05} , \tag{16}$$

$$U_{np} = U_{\sigma 2} .$$

Для расчетов на этапе предварительного проектирования взамен формул (14), (15), (16) можно использовать следующие упрощенные формулы:

$$U_T = 2,9K,$$

$$U_{\sigma 2} = U_{np} = \frac{6}{K} ,$$

$$U_{\sigma 3} = \frac{8}{K^2} .$$

Результаты расчетов передаточных чисел по формулам (14), (15), (16) в диапазоне значений $K=1 \div 2$ приведены в таблице 1.

Таблица 1.

K	U_T	$U_{\sigma 2}$	$U_{\sigma 3}$	U_2	U_3
1	2,77	6,14	7,9	17	134
1,1	3,11	5,68	6,69	17,66	118,14
1,2	3,44	5,13	5,66	17,65	99,88
1,3	3,77	4,73	4,8	17,83	85,6
1,4	4,09	4,38	4,11	17,91	73,6
1,5	4,4	4,06	3,53	17,86	63,05
1,6	4,7	3,78	3,04	17,77	54
1,7	5,08	3,54	2,62	17,78	46,6
1,8	5,3	3,3	2,26	17,44	39,5
2,0	5,9	2,92	1,68	17,78	28,9

Приведенные выше формулы и данные расчетов таблицы позволяют сделать следующие выводы и рекомендации:

1. Максимальное передаточное число двухступенчатого редуктора с цементированными твердыми шлифованными зубчатыми парами (исключение “врезных” вал-шестерен) не зависит от отношения межосевых расстояний тихоходной и быстроходной ступеней и по абсолютной величине ≤ 18 .
2. Максимальное передаточное число трехступенчатых редукторов с цементированными твердыми шлифованными зубчатыми парами обратно пропорционально квадрату отношения межосевых расстояний тихоходной и промежуточной ступеней и составляет в пределах применяемых значений $K= 1,2 \div 1,6 \quad 50 \div 100$.
3. Для доведения параметров двухступенчатых редукторов общепромышленного применения до конкурентоспособного уровня на мировом рынке необходимо укомплектовать их цементированными твердыми зубчатыми парами с обеспечением предельного передаточного числа редуктора не более 18-ти.

4. Удовлетворение потребности в двухступенчатых редукторах с передаточным числом в диапазоне $18 \div 40$ (50) необходимо производить их заменой на трехступенчатые .
5. Конструирование новых типоразмеров редукторов общепромышленного применения необходимо производить с использованием вышеприведенных формул.

Литература

1. *Алексеева Н.А., Волгин В.В., Бонч-Осмоловский Л.А. и др.* Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1989. – 456 с.
2. Цилиндрические редукторы фирмы FLENDER (Германия). Каталог, 1989. – 90 с.
3. Цилиндрические редукторы фирмы ASUG (Германия), Каталог, 1993. – 52 с.
4. Редукторы и мотор-редукторы. Каталог. Часть 1. М.: Информационно-коммерческая фирма “Каталог”, 1998.
5. *Снесарев Г.А.* Общепромышленные редукторы следующего поколения// Вестник машиностроения. 1985. №8. С55-59.
6. *Решетов Д.Н.* Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
7. *Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г.* Конструирование и расчет зубчатых редукторов. Л.: Машиностроение, 1971. – 328 с.

Rational design of cylindrical reduction gearboxes with thermochemical treated hard polished toothed pairs

M.A. Meretukov

In the article the comparative analysis of a technological level of Russian and foreign cylindrical reduction gearboxes is conducted. The ratio for definition of values of gear ratios in stages(steps) of cylindrical reduction gearboxes are offered depending on a ratio of center-to-center spacing intervals of stages(steps).