

О РАЗБИВКЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА ПО СТУПЕНЯМ ИЗ УСЛОВИЯ СМАЗКИ

Шевченко С.В.¹, Муховатый А.А.¹, Кроль О.С.²

¹Луганский государственный университет им. В. Даля, г.Луганск;

²Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, г.Северодонецк

Ключевые слова: редуктор, ступень, передаточное число, червячная передача, цилиндрическая передача, допускаемые контактные напряжения.

Аннотация. Разработана методика разбивки передаточного числа червячно-цилиндрического редуктора по ступеням из условия смазки. Получены расчетные зависимости для передаточных чисел первой и второй ступеней редуктора данного типа применительно к двум конструктивным исполнениям – с нижним и верхним расположением червяка. Предложенный вариант разбивки передаточного числа червячно-цилиндрического редуктора применим для различных сочетаний материалов и твердостей зубьев колес обеих ступеней.

ABOUT THE PARTITIONING OF THE GEAR RATIO OF THE WORM-CYLINDRICAL GEARBOX STEP BY STEP FROM THE LUBRICATION CONDITION

Shevchenko S.V.¹, Mukhovaty A.A.¹, Krol O.S.²

¹Vladymyr Dahl Lugansk state university, Lugansk;

²Volodymyr Dahl east Ukrainian national university, Severodonetsk

Keywords: reducer, stage, gear ratio, worm gear, cylindrical gear, permissible contact stresses.

Abstract. A method for partitioning the gear ratio of a worm-cylindrical gearbox by stages based on the lubrication condition has been developed. Calculated dependencies for the gear ratios of the first and second stages of a this type gearbox are obtained in relation to two designs - with a lower and upper location of the worm. The proposed version of the partitioning of the gear ratio of the worm-cylindrical gear is applicable for various combinations of materials and hardness of the wheels teeth for both stages.

Эффективность смазки передач в двухступенчатых редукторах во многом определяется тем, могут ли погружаться в масляную ванну звенья обеих ступеней. Существующие рекомендации по разбивке передаточного числа U червячно-цилиндрических редукторов (ЧЦ) носят рекомендательный характер, [1, 2], поскольку не привязаны к определенным условиям разбивки U по ступеням ЧЦ. В работах [3, 4] такие привязки есть – условие сборки, условие равнопрочности ступеней, условие минимального объема редуктора ЧЦ. При этом, однако, не гарантируется одинаковый уровень погружения звеньев каждой ступени в масляную ванну, что отрицательно влияет на долговечность передач редуктора ЧЦ и его КПД.

В статье предложены варианты разбивки передаточного числа U редуктора ЧЦ по условию смазки обеих ступеней для двух конструктивных исполнений редуктора ЧЦ: 1) с нижним расположением червяка; 2) с верхним расположением червяка.

Редуктор ЧЦ с нижним расположением червяка (рис. 1)

Для редуктора ЧЦ данного конструктивного исполнения поставленная задача разбивки U непосредственно связана с размерами червяка первой ступени и цилиндрического зубчатого колеса второй ступени [5-7]. Требуемое условие разбивки U в этом случае сводится к очевидному равенству:

$$a_{w(I)} + 0,5 \cdot d_{1(I)} = 0,5 \cdot d_{2(II)}, \quad (1)$$

где $a_{w(I)}$ и $d_{1(I)}$ – соответственно межосевое расстояние червячной передачи и делительный диаметр червяка (I ступень редуктора); $d_{2(II)}$ – делительный диаметр цилиндрического зубчатого колеса (II ступень редуктора).

При выполнении равенства (1) глубина погружения червяка и цилиндрического колеса в масляную ванну будет одинакова, что и требуется для реализации условия смазки в редукторе ЧЦ с нижним расположением червяка [8, 9].

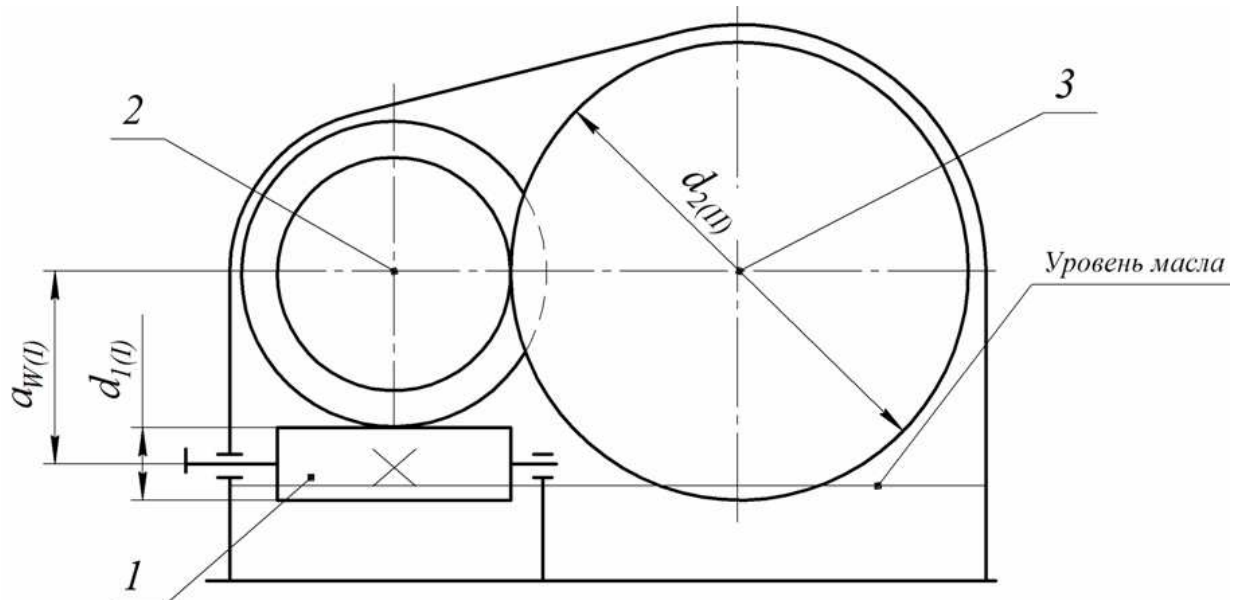


Рис. 1. Редуктор ЧЦ с нижним расположением червяка

Из критерия контактной выносливости червячной передачи получим рабочую зависимость для $a_{w(I)}$:

$$a_{w(I)} = \left(1 + \frac{z_2}{q}\right) \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{5300}{(z_2/q) \cdot [\sigma_H]_I}\right]^2 \cdot K_{Hl} \cdot T_2} \approx 629 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{[\sigma_H]_I^2 \cdot U_{II}}}, \quad (2)$$

здесь: $z_2/q \approx 4$; $K_{Hl} \approx 1,4$; $T_2 = T_3 / (U_{II} \cdot \eta_{II}) = T_3 / (U_{II} \cdot 0,97)$.

Используя выражение (2), зависимость для $d_{1(I)}$ предстанет в виде:

$$d_{1(I)} = m q = \frac{2 a_{w(I)}}{z_2 + q} \cdot q \approx 252 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{[\sigma_H]_I^2 \cdot U_{II}}}. \quad (3)$$

Из критерия контактной выносливости [10, 11] цилиндрической косозубой передачи находим делительный диаметр колеса $d_{2(II)}$:

$$d_{2(II)} = 2a_{w(II)} \cdot \frac{U_{II}}{U_{II} + 1} = 2 \cdot 430 \cdot (U_{II} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H(II)} \cdot T_3}{\Psi_{ba} \cdot [\sigma_H]_{II}^2 \cdot U_{II}^2}} \cdot \frac{U_{II}}{U_{II} + 1} \approx$$

$$\approx 939 \cdot U_{II} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{\Psi_{ba} \cdot [\sigma_H]_{II}^2 \cdot U_{II}^2}},$$

здесь $K_{H(II)} \approx 1,3$.

Уравнение (1), после подстановки в него выражений (2), (3) и (4), решаем относительно U_{II} :

$$U_{II} \approx 2 \cdot \frac{[\sigma_H]_{II}}{[\sigma_H]_I} \cdot \sqrt{\Psi_{ba}}.$$

Учитывая, что $U_I = U / U_{II}$, искомые зависимости для расчета передаточных чисел двухступенчатого редуктора ЧЦ с нижним расположением червяка принимают вид:

$$U_I \approx 0,5 \cdot \frac{[\sigma_H]_I}{[\sigma_H]_{II}} \cdot \frac{U}{\sqrt{\Psi_{ba}}}; U_{II} = U / U_I. \quad (5)$$

Значения допускаемых контактных напряжений в червячных передачах $[\sigma_H]_I$ охватывают диапазон от $[\sigma_H]_I = [\sigma]_{H(I)}^{\min} = 150 \text{ МПа}$ – латунные зубья червячных колес, до $[\sigma_H]_I = [\sigma]_{H(I)}^{\max} = 205 \text{ МПа}$ – зубья червячных колес из высокооловянных бронз.

Для цилиндрической передачи величина $[\sigma_H]_{II}$ меняется от $[\sigma_H]_{II} = [\sigma]_{H(II)}^{\min} = 450 \text{ МПа}$, что соответствует улучшенным зубьям, до $[\sigma_H]_{II} = [\sigma]_{H(II)}^{\max} = 702 \text{ МПа}$ – для зубьев шестерни и колеса с большим перепадом твердостей. Зависимость для U_I в (5) представим в более компактном виде:

$$U_I \approx 0,5 \cdot K_{\sigma} \cdot \frac{U}{\sqrt{\Psi_{ba}}}, \quad (6)$$

где
$$K_{\sigma} = \frac{[\sigma_H]_I}{[\sigma_H]_{II}}. \quad (7)$$

С учетом минимальных и максимальных значений $[\sigma_H]_I$ и $[\sigma_H]_{II}$ величина K_{σ} варьируются в пределах:

$$K_{\sigma} = K_{\sigma}^{\min} \dots K_{\sigma}^{\max} = \frac{[\sigma]_{H(I)}^{\min}}{[\sigma]_{H(II)}^{\max}} \dots \frac{[\sigma]_{H(I)}^{\max}}{[\sigma]_{H(II)}^{\min}} \approx 0,21 \dots 0,46.$$

Алгоритм расчета редуктора ЧЦ с применением разбивки передаточного числа по ступеням из условия смазки следующий:

– после определения по общепринятой методике значений Ψ_{ba} , $[\sigma_H]_I$ и $[\sigma_H]_{II}$ рассчитывается величина K_{σ} , формула (7);

– по формуле (6) находится величина U_I , по которой вычисляется $U_{II} = U / U_I$;

– дальнейших ход расчетов идет по обычной методике проектирования редукторов типа ЧЦ.

Редуктор ЧЦ с верхним расположением червяка (рис. 2)

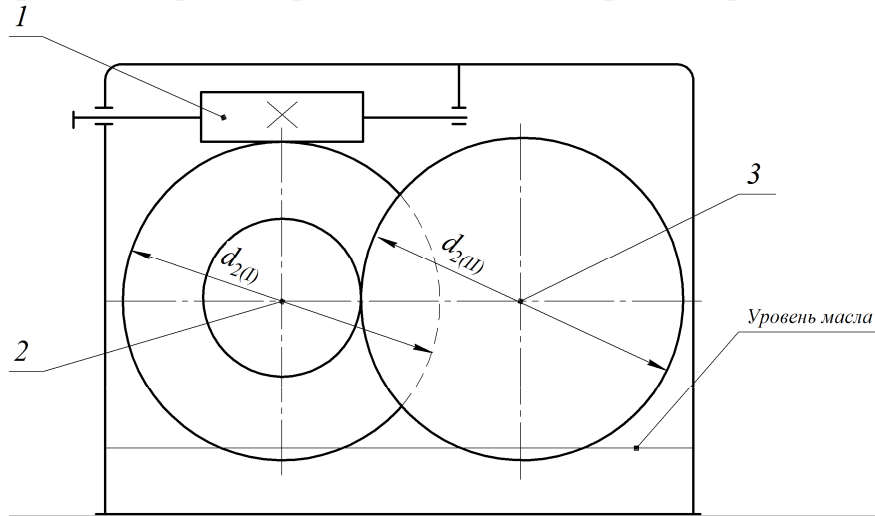


Рис. 2. Редуктор ЧЦ с верхним расположением червяка

Разбивка U для редуктора ЧЦ с таким конструктивным исполнением по условию смазки сводится к очевидному равенству:

$$d_{2(I)} = d_{2(II)}, \quad (8)$$

при реализации которого колеса обеих ступеней редуктора ЧЦ будут иметь одинаковую глубину погружения в масляную ванну.

Используя соотношения (2) и (3) после преобразований получим расчетную зависимость для делительного диаметра червячного колеса $d_{2(I)}$:

$$d_{2(I)} = 2a_{w(I)} - d_{q(I)} \approx 1006 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{[\sigma_H]_I^2 \cdot U_{II}}}. \quad (9)$$

После подстановки выражений для $d_{2(I)}$ и $d_{2(II)}$ в исходное условие разбивки (8), с учетом соотношения $U_{II} = U / U_I$, получим искомую зависимость для разбивки U в редукторе ЧЦ с верхним расположением червяка по условию смазки:

$$U_I \approx K_\sigma \cdot \frac{U}{\sqrt{\psi_{ba}}}$$

Ход расчета редуктора здесь такой же, как и для редуктора с нижним расположением червяка.

Выводы

1. Анализ полученных результатов, выполненный для различных сочетаний численных значений K_σ и ψ_{ba} показывает, что реализовать предложенную методику разбивки U по ступеням для редукторов ЧЦ с нижним расположением червяка можно в следующих случаях:

при $K_\sigma \approx 0,21$ и $\psi_{ba} = 0,25 \rightarrow$ для $U < 260 \dots 280$;

при $K_\sigma \approx 0,46$ и $\psi_{ba} = 0,4 \rightarrow$ для $U < 160 \dots 180$.

Превышение указанных граничных величин U возможно лишь при передаточном числе червячной пары $U_I > 80$, что не рекомендуется [5].

2. Для редукторов ЧЦ с верхним расположением червяка граничные значения U еще ниже:

при $K_\sigma \approx 0,21$ и $\psi_{ba} = 0,25 \rightarrow$ для $U \leq 160 \dots 170$,

при $K_\sigma \approx 0,46$ и $\psi_{ba} = 0,4 \rightarrow$ для $U \leq 90 \dots 100$.

Список литературы

1. Машиностроение. Энциклопедия: В 40 т. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Под общ. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.
2. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, БС. Козинцов и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
3. Шевченко С.В. Геометро-кинематическая модификация передач зацеплением: Монография / С.В. Шевченко, А.А. Муховатый, Е.А. Мазнев. – Луганск: Изд-во Луганского университета им. В. Даля, 2015. – 164 с.
4. Шевченко С.В. Модификация механизмов и узлов общего назначения: Монография / С.В. Шевченко, А.А. Муховатый. – Луганск: Изд-во Луганского национального университета им. В. Даля, 2017. – 110 с.
5. Кроль О.С., Шевченко С.В., Соколов В.І. Проектування металорізальних верстатів у середовищі АРМ WinMachine. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2011. – 388 с.
6. Кроль О.С. Параметрическое моделирование металлорежущих станков и инструментов. Монография. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2012. – 116 с.
7. Krol O., Sokolov V. 3D modelling of angular spindle's head for machining centre // Journal of Physics: Conference Series 1278, 012002 (2019).
8. Харламов Ю.А., Соколов В.И., Кроль О.С. Трибологическая надежность металлорежущих станков. – Северодонецк: ВНУ им. В. Даля, 2017. – 320 с.
9. Оптимизация и управление процессом резания: учеб. пособие / О.С. Кроль, Г.Л. Хмеловский. – К.: УМК ВО, 1991. – 140 с
10. Кроль О.С., Соколов В.І. Тривимірне моделювання металорізальних верстатів та інструментального оснащення. – Северодонецк: СНУ ім. В. Даля, 2016. – 160 с.
11. Кроль О.С. Методы и процедуры динамики шпиндельных узлов: Монография. – Луганск: изд-во ВНУ им. В. Даля, 2014. – 154 с

Сведения об авторах:

Шевченко Святослав Владимирович – к.т.н., доцент, заведующий кафедрой, ЛГУ им. В.Даля, г. Луганск, Украина;

Муховатый Александр Анатольевич – к.т.н., доцент, ЛГУ им. В.Даля, г. Луганск, Украина;

Кроль Олег Семенович – к.т.н., доцент, профессор, ВНУ им. В.Даля, г.Северодонецк, Украина.