

**П.Н. КАЛИНИН**, к.т.н., профессор каф. ИМ Акад. ВВ МВД Украины  
**Л.В. КУРМАЗ**, к.т.н., профессор каф. ДМиПМ НТУ "ХПИ"  
**Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО**, доцент каф. ИМ Акад. ВВ МВД Украины

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПОСТОЯННОЙ СУММАРНОЙ ДЛИНОЙ КОНТАКТНЫХ ЛИНИЙ

У роботі розглянуто питання про вибір параметрів циліндричної зубчастої передачі на етапі її проектування, які б забезпечували сталість сумарної довжини контактних ліній передачі, і, відповідно, зменшували внутрішні динамічні зусилля, що пов'язані зі сполученнями зубців.

Questions is considered in work about choice parameter cylindrical toothed gear in step of her designing, which provided the constancy of the total length contact line issues, and, accordingly, reduced the internal dynamic efforts, which are connected with interfacing teeth.

**Постановка проблемы.** Проблема снижения динамических усилий, возникающих при работе зубчатой передачи, всегда представлялось актуальной проблемой. В работе рассматривается вопрос о выборе на этапе проектирования параметров цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи, которые минимизируют внутренние динамические нагрузки в передаче, связанные с пересопряжением зубьев.

**Анализ литературы.** Как известно в процессе пересопряжения зубьев изменяется жесткость зацепления, что, в значительной мере, определяет динамические явления в зубчатых передачах.

Одним из методов решения задачи уменьшения динамических нагрузок в зубчатом зацеплении является выбор параметров зацепления, обеспечивающих постоянство суммарной длины  $l_{\Sigma}$  контактных линий зубьев, находящихся в зацеплении:  $l_{\Sigma} = const$ .

Одним из условий обеспечения постоянства длины  $l_{\Sigma}$  контактных линий является выполнение условия [1, 3]

$$\varepsilon_{\beta} = 1, 0, \quad (1)$$

для реализации которого разработаны приближенные методики выбора параметров цилиндрической зубчатой передачи, например, [4].

В [5], рассматривая вопрос о возможности выбора параметров цилиндрической передачи, которые обеспечивают выполнение условия (1), установлено, что в общем случае обеспечить выполнение условия не возможно, однако можно ставить задачу о проектировании передачи, для которой

$$|\varepsilon_{\beta} - N| \leq \Delta, \quad (2)$$

где  $N = 1; 2$  – целое число;  $\Delta$  – малое число.

**Цель статьи** – рассмотреть методику проектирования эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи с обеспечением выполнения условия (2).

Как показывает опыт проектирования, рекомендаций по выбору, например, параметров  $\psi_{bd}$  и  $z_1$  для обеспечения выполнения условия (2) нет. Параметры  $\psi_{bd}$  и  $z_1$  вначале выбирают произвольно, рассчитывают другие параметры с последующей их оптимизацией. Однако известно, что в нелинейных задачах при оптимизации параметров особенно важно правильно выбрать начальную точку. От такого выбора часто зависит успех задачи.

Рассмотрим наиболее распространенный случай проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач, для которых основным критерием работоспособности есть контактная выносливость активных поверхностей зубьев:  $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ .

Проектную зависимость для рассматриваемого случая

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_{1H} K_{H\beta} (u+1) / (\psi_{bd} \sigma_{HP}^2 u)} \quad (3)$$

перепишем в виде

$$d_1 = d_{01} \cdot x, \quad (4)$$

где  $x = \sqrt[3]{K_{H\beta} / \psi_{bd}}$ ;  $d_{01} = d_1(\psi_{bd} = 1)$ , т.е.  $d_{01} = K_d \sqrt[3]{T_{1H} (u+1) / (\sigma_{HP}^2 u)}$ .

Из геометрии зубчатой передачи следует

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta = m_n \cdot z_1 \cdot \operatorname{tg} \beta / \sin \beta. \quad (5)$$

Учитывая, что  $\psi_{bd} = b_w / d_1$  и  $\varepsilon_{\beta} = b_w \sin \beta / (\pi m_n)$ , запишем

$$z_1 \operatorname{tg} \beta = \pi \varepsilon_{\beta} / \psi_{bd}. \quad (6)$$

Из (4) и (5) получаем соотношение

$$d_{01} \cdot x / (z_1 \cdot \operatorname{tg} \beta) = m_n / \sin \beta. \quad (7)$$

Очевидно, что выполнение условий (6) и (7) позволяет определить необходимые значения параметров  $z_1$ ,  $\beta$  и  $m_n$ , которые обеспечивают желаемое, в частности целое, значение  $\varepsilon_{\beta}$ .

Для поиска необходимого решения предлагается воспользоваться полями параметров (рисунок 1 и рисунок 2), которые построены, соответственно, для обеспечения условий  $\varepsilon_{\beta} = 1$  и  $\varepsilon_{\beta} = 2$ . При этом обозначено  $X = x / (z_1 \cdot \operatorname{tg} \beta)$ ,  $Q = d_{01} \cdot X$ ,  $Y = m_n / \sin \beta$ .

Для иллюстрации предлагаемой методики проектирования воспользуемся примером проектирования цилиндрической зубчатой передачи\* с параметрами  $T_1 = 144,7$  Нм,  $u = 3,55$  и  $\sigma_{HP} = 447$  МПа[4].

В проектном расчете было положено  $\psi_{bd} = 0,9$  и  $z_1 = 17$  [4], что соответствует точке  $a_0$  на рисунке 1. Из расположения точки  $a_0$  видно, что при таких параметрах  $\varepsilon_\beta \neq 1$ , что и подтвердил проектный расчет – получено значение  $\varepsilon_\beta = 1,38$  [4]. Корректировка параметров передачи (через изменение суммарного числа зубьев  $z_{\Sigma 1,2} = z_{\Sigma 0} \pm 1$ ,  $z_{\Sigma 3,4} = z_{\Sigma 0} \pm 2$ ) позволила уточнить параметры передачи ( $\beta = 12,836^\circ$ ,  $b_W = 64$  мм,  $\psi_{bd} = 0,917$ ), что соответствует точке  $a_1$ . Однако, как видно из рисунка 1, и в этом случае  $\varepsilon_\beta \neq 1$  (расчет в [4] дает  $\varepsilon_\beta = 1,13$ ). Дальнейшая корректировка параметров за счет снижения коэффициента  $\psi_{bd}$  (до  $\psi_{bd} = 0,83$ ) позволила определить точку ( $a_2, b_2$ ) (рисунок 1), которая обеспечивает выполнение условия (2) ( $\varepsilon_\beta = 1,025$  [4]).

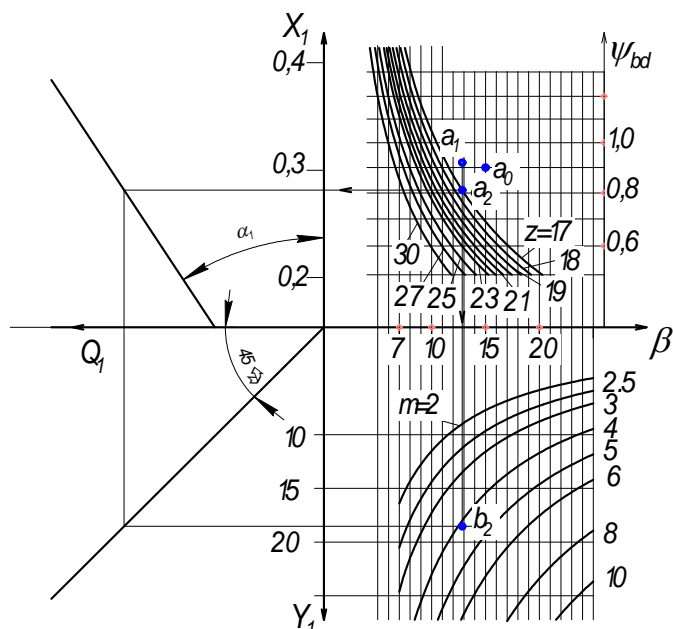


Рисунок 1 – Поле параметров обеспечивающих выполнение условия  $\varepsilon_\beta = 1,0$

Использование предложенной методики для расчета цилиндрической передачи из [6] иллюстрирует рисунок 2: выбор на этапе проектного расчета значений  $\psi_{bd} = 0,96$  и  $z_1 = 21$  (точка  $a_3$ ) позволяет спроектировать работоспособную передачу, для которой  $\beta = 18,76^\circ$  и  $m_n = 3$  мм (точка  $b_4$ ). Однако взаимное расположение точек  $a_3$  и  $b_4$  (рис. 2) свидетельствует, что  $\varepsilon_\beta \neq 2$ . Действительно, для спроектированной передачи  $\varepsilon_\beta = 2,18$  [6]. Воспользовав-

шись рисунок 2, на котором построена прямая  $Q_2 = d_{01} X_2 = 63,066 \cdot X_2$ , определяем, что изменяя угол наклона зубьев до  $\beta = 18,1^\circ$  (точка  $a_5, b_5$ ), можно обеспечить  $\varepsilon_\beta = 2,0$ . Отметим, что  $\varepsilon_\beta = 2,0$  могут иметь и другие точки, например, ( $a_6, b_6$ ), ( $a_7, b_7$ ) и ( $a_8, b_8$ ) (рисунок 2).

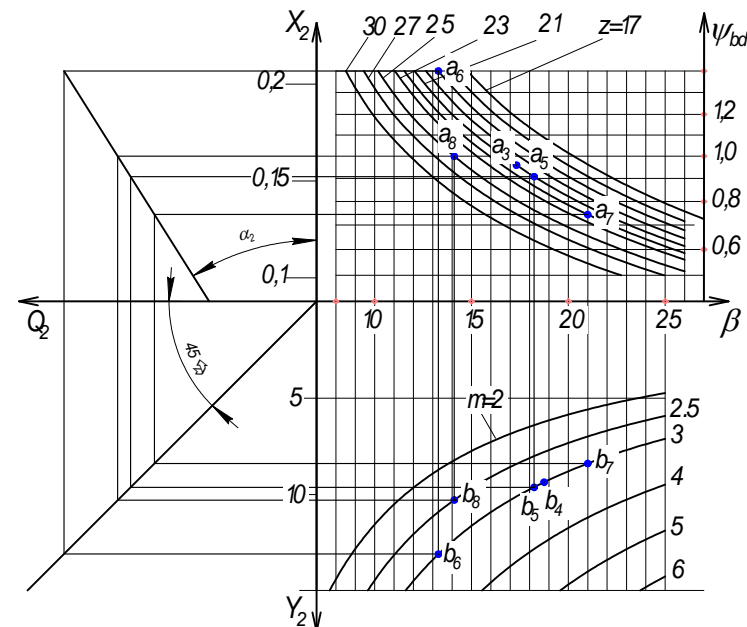


Рисунок 2 – Поле параметров обеспечивающих выполнение условия  $\varepsilon_\beta = 2,0$

**Вывод.** В работе предложен метод проведения проектного расчета цилиндрической эвольвентной передачи, для которой обеспечивается постоянство суммарной длины контактных зубьев. Метод позволяет на начальном этапе проектирования целенаправленно выбирать параметры  $\psi_{bd}$ ,  $z_1$ ,  $\beta$  и  $m_n$  для обеспечения выполнения условия (2).

**Список литературы.** 1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш. шк., 2007. – 408с. 2. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л., Калинин П.Н. Коэффициенты осевого и торцевого перекрытия зубьев и динамика зубчатых передач // Вісник НТУ "ХПІ" ХПІ": Зб. наук. праць. – Харьков, 2007. – Вып.21. – С.197-202. 3. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высш. шк., 2007. – 455с. 4. Калинин П.Н., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. К вопросу обеспечения постоянства суммарной длины контактных линий зубчатой передачи // Вісник НТУ "ХПІ" ХПІ": Зб. наук. праць. – Харьков, 2008. – Вып.29. – С.35-39. 5. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 560с.

Поступила в редакцию 15.06.09