УДК 621.833

Н.Л. УТУТОВ*, д.т.н.,* ***А.П. КАРПОВ****, асп., Луганск, ВНУ*

О НАХОЖДЕНИИ ПОСТОЯННЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ В ФУНКЦИЯХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ ПЕРЕДАЧ НЕКРУГЛЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

The methods of determination of the constant coefficients being the members of the transmission ratio function are considered in the article. It is offered to determine these coefficients according to the selected transmission parameters such as interaxis distance, transmission ratio, modulus, teeth slope and teeth overlap coefficient.

При проектировании передачи некруглыми зубчатыми колесами возникает необходимость в определении постоянных коэффициентов, входящих в функцию передаточного отношения. Рассмотрим эту задачу для функции передаточного отношения в общем виде.

В функцию передаточного отношения кроме независимого переменного обычно входят некоторые параметры, характеризующие ее. Поэтому задача правильного выбора функции передаточного отношения сводится к определению этих параметров. Здесь можно выделить два случая:

– функция передаточного отношения должна быть приближенной к идеальной зависимости

$$i(\varphi_1) = f(\varphi_1), \tag{1}$$

– на функцию передаточного отношения наложены ограничивающие условия

$$b \le i(\varphi_1) \le c. \tag{2}$$

В первом случае задача может быть решена методом наилучших приближений по методу Чебышева. Однако в большинстве случаев поиск параметров (коэффициентов) громоздкий и может вызывать значительные трудности.

Во втором случае можно применить метод вспомогательных функций, которые иногда применяют при синтезе кулачковых механизмов.

По условиям замкнутости центроиды ведомого колеса можно записать [1]

$$\int_0^{2\pi} i(\varphi_1)\, d\varphi_1 = \frac{2\pi}{u_н}, \tag{3}$$

где $u_н$ – передаточное число передачи некруглыми колесами.

Из выражения (3) можно получить параметры функции передаточного отношения, которые отвечают среднему значению радиуса центроид ведущего и ведомого некруглых колес. Условие (3) позволяет также определить постоянные коэффициенты, входящие в передаточную функцию, при известных значениях угловых скоростей ведущего и ведомого некруглых колес.

Однако, выражение (3) не связывает параметры передачи некруглыми колесами с функцией передаточного отношения. Это обстоятельство препятствует разрабатывать передачу с выбранными основными параметрами.

Предлагается постоянные коэффициенты, входящие в функцию передаточного отношения, определять по известным коэффициенту торцевого перекрытия зубьев ε_α [2], межосевому расстоянию a_w, модулю зацепления m, углу наклона зубьев и передаточному числу. Эти параметры могут быть приняты такими же, как для передач круглыми колесами, радиусы начальных окружностей которых приравнивают к средним радиусам центроид ведущего и ведомого проектируемых колес.

В этом случае числа зубьев на мгновенных окружностях, описываемых мгновенными средними радиусами центроид ведущего и ведомого колес, соответственно получим

$$Z_{1v} = \frac{2a_w i(\varphi_1)}{m_t\left(1 + i(\varphi_1)\right)}, \tag{4}$$

$$
Z_{2v} = \frac{2a_w}{m_t\left(1 + i(\varphi_1)\right)}, \tag{5}
$$

где φ_1 – угол поворота ведущего колеса,

m_t – торцевой модуль зацепления передачи.

Тогда с учетом [2] запишем мгновенный коэффициент торцевого перекрытия зубьев для колес с числами зубьев (4) и (5) после несложных преобразований

$$
\varepsilon_{\alpha н} = \frac{\cos\beta}{a_w i(\varphi_1)}\left[1{,}88 a_w i(\varphi_1) - 1{,}6 m_t \left(1 + i(\varphi_1)\right)^2\right], \tag{6}
$$

где β – угол наклона линии зуба.

Из выражения (6) запишем передаточную функцию

$$
i(\varphi_1) = -\frac{1}{2}\left[\frac{a_w (1{,}88 - \varepsilon_\alpha)}{1{,}6 m_t \cos\beta} - 2\right] \pm \sqrt{\frac{1}{4}\left[\frac{a_w (1{,}88 - \varepsilon_\alpha)}{1{,}6 m_t \cos\beta} - 2\right] - 1{,}6}\,. \tag{7}
$$

Так как первое слагаемое в уравнении (7) отрицательное, то необходимо перед корнем принимать знак «плюс», потому что отрицательное значение передаточной функции вносит неопределенность.

Уравнение (7) устанавливает зависимость передаточной функции от параметров передачи: межосевого расстояния, модуля зацепления, коэффициента торцевого перекрытия и углов наклона зубьев.

Для определения постоянных коэффициентов, входящих в передаточную функцию передач некруглыми колесами необходимо правую часть уравнения (7) приравнять значению заданной функции передаточного отношения. При этом в заданной функции положить значение угла $\varphi_1 = 90^\circ$. Этот угол соответствует значению радиуса центроиды по абсолютной величине равному среднему радиусу центроиды, соответствующему мгновенному радиусу круглого колеса. В этот момент функция передаточного отношения имеет мгновенное значение, по величине равное значению

$$
i(\varphi_1)_{мгн} = \frac{1}{u_н}. \tag{8}
$$

Рассмотрим пример. Пусть необходимо определить постоянный коэффициент B, входящий в функцию передаточного отношения [3]

$$i(\varphi_1) = \frac{r(1+\cos\varphi_1) - B\sin\varphi_1}{u_н r(1+\cos\varphi_1) + B\sin\varphi_1}, \qquad (9)$$

где r – средний радиус центроиды, который можно представить как

$$r = \frac{a_w}{1+u_н}. \qquad (10)$$

Приравняв правые части уравнений (7) и (9), с учетом значения (10) получим

$$B = \frac{a_w(1+\cos\varphi_1)\left\{u_н\sqrt{\frac{1}{4}\left[\frac{a_w(1{,}88-\varepsilon_\alpha)}{1{,}6m_t\cos\beta}-2\right]-1{,}6}-\frac{1}{2}\left[\frac{a_w(1{,}88-\varepsilon_\alpha)}{1{,}6m_t\cos\beta}-2\right]-1\right\}}{(u_н+1)\sin\varphi_1\left\{\sqrt{\frac{1}{4}\left[\frac{a_w(1{,}88-\varepsilon_\alpha)}{1{,}6m_t\cos\beta}-2\right]-1{,}6}-\frac{1}{2}\left[\frac{a_w(1{,}88-\varepsilon_\alpha)}{1{,}6m_t\cos\beta}-2\right]-1\right\}}. \qquad (11)$$

Уравнение (11) позволяет определить коэффициент B в зависимости от параметров a_w, $u_н$, ε_α, m_t и β.

Для большинства передач круглыми эвольвентными зубчатыми колесами можно принять $m_t \approx 0{,}02 \cdot a_w$, $\varepsilon_\alpha = 1{,}2$. Тогда выражение (11) принимает вид

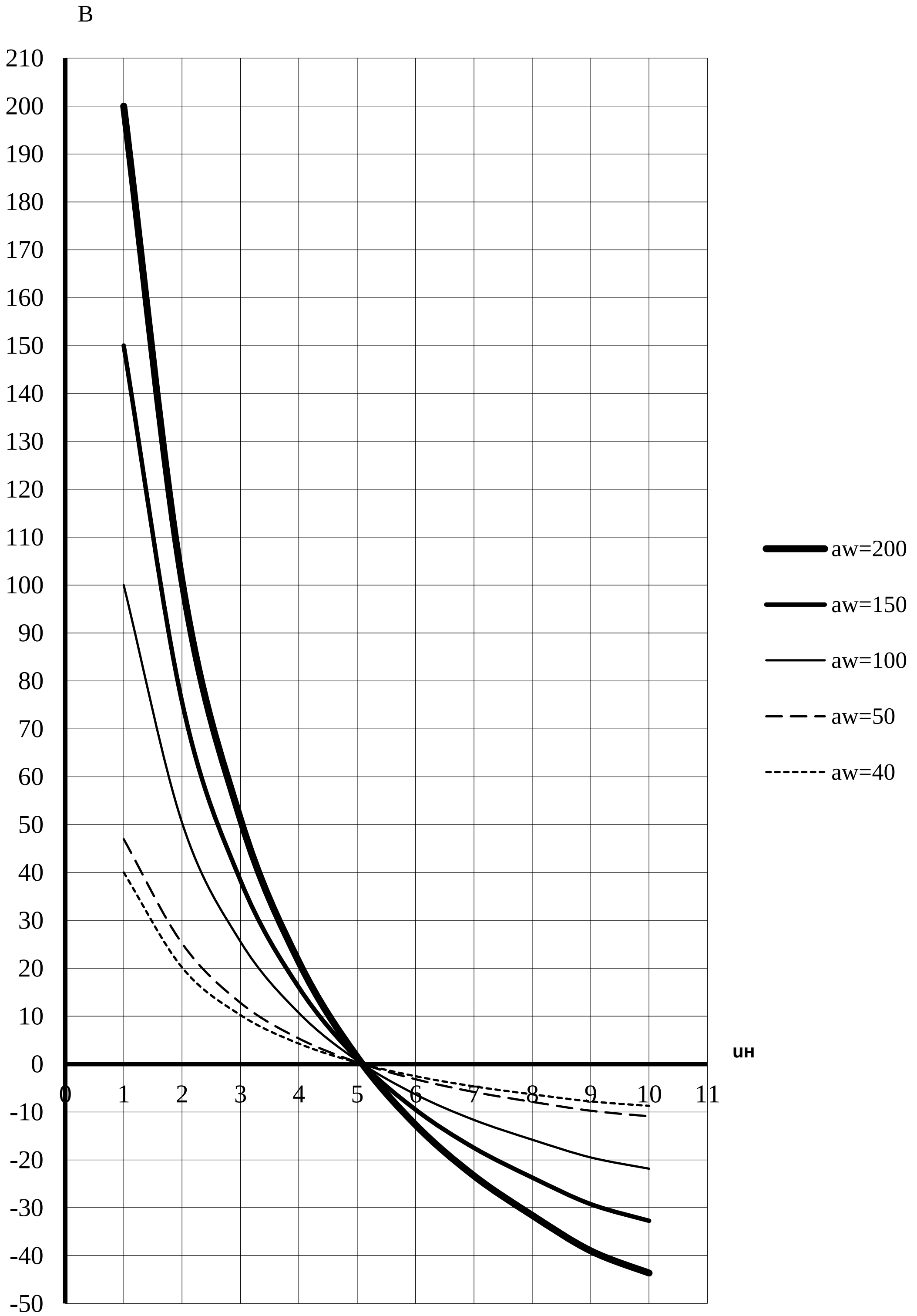

Рис. 1 – Зависимость коэффициента В передаточной функции от межосевого расстояния a_w и передаточного числа $u_н$ передачи

$$B = \frac{a_w (1 + \cos\varphi_1) \left\{ u_н \sqrt{\frac{1}{4}\left[\frac{21,25}{\cos\beta} - 2\right] - 1,6} - \frac{1}{2}\left[\frac{21,25}{\cos\beta} - 2\right] - 1 \right\}}{(u_н + 1)\sin\varphi_1 \left\{ \sqrt{\frac{1}{4}\left[\frac{21,25}{\cos\beta} - 2\right] - 1,6} - \frac{1}{2}\left[\frac{21,25}{\cos\beta} - 2\right] - 1 \right\}} \qquad (12)$$

По .формуле (12) проведены вычисления для значений a_w = 40 мм, 50 мм, 100 мм, 150 мм, 200 мм; $u_н$ = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10; $\varphi_1 = 0°$; $\beta = 0°$. По результатам вычислений построены графики (рис. 1). Из графиков видно, что с возрастанием передаточного числа передачи некруглыми колесами постоянный коэффициент передаточной функции уменьшается. Он также уменьшается с уменьшением межосевого расстояния передачи.

Из графиков также видно, что при передаточных числах более пяти постоянный коэффициент В принимает отрицательный значения, что можно считать областью существования данной передачи до этого передаточного числа.

Пользуясь графиками (рис. 1), можно определит величину постоянного коэффициента передаточной функции (9).

Изложенная методика нахождения величин постоянных коэффициентов, входящих в функцию передаточного отношения, может быть использована для любой функции передаточного отношения.

Список литературы: 1. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 640с. 2. *Часовников Л.Д.* Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). – М.: Машиностроение. 1969. – 489с. 3. А.с. 815352 СССР Мкл. F16H 1/02. Зубчатая передача // Н.Л. Утутов. – Опубл. в Б.И., 1981, №11.