

УДК 62-233.3/.9

Канд. техн. наук А. Г. Попович, канд. техн. наук В. Г. Шевченко

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ
ДЛЯ КОЛЕС РЕВЕРСИВНОЙ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ
ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Выведены формулы для суммы толщин изношенного слоя на поверхностях зубьев шестерни и колеса эвольвентной прямозубой зубчатой передачи при контакте этих зубьев в крайних точках активной линии зацепления. Составлено уравнение, связывающее такие значения коэффициентов смещения x_1 и x_2 для шестерни и колеса эвольвентной передачи, при которых увеличение бокового зазора между зубьями в зацеплении вследствие износа будет минимальным. Решение этого уравнения совместно с условием вписывания передачи в заданное межосевое расстояние позволяет определить значения x_1 и x_2 , при которых во время реверсирования передачи динамические нагрузки на зубья, претерпевшие износ, будут минимальными.

Ключевые слова: эвольвентная зубчатая передача, коэффициент смещения, удельное скольжение, износ, боковой зазор.

Введение

Зубчатые передачи являются наиболее распространенным видом механических передач, поэтому принятие технически обоснованных решений при их проектировании дает значительную экономию материальных ресурсов. Одной из причин снижения долговечности зубчатых передач является износ активных поверхностей зубьев, из-за которого увеличиваются боковые зазоры в зацеплении, возрастают динамические нагрузки в зубчатой передаче и ее шум.

Известно, что у тяжело нагруженных зубчатых передач эпюры износа по профилям зубьев коррелируют с эпюрами величин θ_1 и $\frac{\theta_2}{u_{12}}$ [1], где

θ_1 и θ_2 — удельные скольжения в точках на эвольвентных профилях зубьев шестерни и колеса соответственно, u_{12} — передаточное отношение. При этом по истечении определенного времени работы передачи толщина изношенного слоя на активном профиле зуба имеет наименьшее значение в точках на начальной окружности (проходящей через полюс зацепления P), а большие значения — в точках, лежащих ближе к нижней активной точке профиля зуба, а также в точках, лежащих ближе к окружности вершин [2].

Удельные скольжения определяются по формулам [1]:

$$\theta_1 = \frac{v^{СК}}{v_1^{К.НР}}, \quad \theta_2 = \frac{v^{СК}}{v_2^{К.НР}}, \quad (1)$$

где $v^{СК}$ — скорость скольжения между зубьями в рассматриваемый момент зацепления;

$v_1^{К.НР}$ и $v_2^{К.НР}$ — скорости, с которыми точка контакта зубьев перемещается вдоль эвольвентных профилей зубьев шестерни и колеса соответственно.

Поскольку наибольший износ обычно наблюдается у ножек зубьев, то для сопоставления износостойкости колес зубчатой пары (если твердости активных поверхностей зубьев обоих колес примерно одинаковы) принято использовать величины $\theta_{ниж1}$ и $\frac{\theta_{ниж2}}{u_{12}}$. Здесь через $\theta_{ниж1}$ и

$\theta_{ниж2}$ обозначены удельные скольжения в нижних активных точках эвольвентных профилей зубьев колес; $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, где ω_1 и ω_2 — угловые

скорости вращения шестерни и колеса.

В работе [3] выведены формулы для расчета толщины h изношенного слоя в произвольной точке активного профиля зуба и для определения ресурса работы τ зубчатого колеса по критерию износа. В случае, когда рассматриваемое зубчатое колесо зацепляется только с одним зубчатым колесом, эти формулы в наших обозначениях имеют вид:

$$h = I \cdot 2 \cdot s \cdot \theta \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \quad (2)$$

$$\tau = \frac{[h]}{I \cdot 2 \cdot s \cdot \theta \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi}}, \quad (3)$$

где s – полуширина полоски контакта зубьев;
 $\frac{\omega}{2 \cdot \pi}$ – число оборотов зубчатого колеса за одну секунду;

t – время работы передачи (в секундах в системе единиц СИ);

$[h]$ – допустимая величина износа;

I – интенсивность изнашивания, $I = \frac{\Delta h}{\Delta l_{тр}}$;

Δh – приращение толщины изношенного слоя, соответствующее приращению пути трения $\Delta l_{тр}$.

Назначая коэффициенты смещения исходного производящего контура x_1 и x_2 для шестерни и колеса соответственно, конструктор может влиять на сопротивление зубьев колес контактным и изгибным нагрузкам, а также на их сопротивление изнашиванию. Действительно, значения x_1 и x_2 влияют на радиусы кривизны эвольвентных профилей, на толщину зубьев колес на окружностях впадин и окружностях вершин и на значения удельных скольжений в нижних активных точках профилей зубьев колес.

В статье [4] построены графики зависимости ресурса работы прямозубой эвольвентной зубчатой передачи $\tau_{пер} = \min(\tau_1, \tau_2)$ от коэффициента смещения x_1 при условии постоянства суммы $x_1 + x_2 = \text{const}$. Предельным состоянием считалось такое, когда толщина изношенного слоя в наиболее изнашиваемом месте активного профиля зуба достигает заданного допустимого значения $[h]$. Рассмотрен случай нулевой передачи ($x_1 = -x_2$) и положительной передачи ($x_1 + x_2 = 0,92$); показано, что зависимость $\tau_{пер}(x_1)$ имеет максимум.

У реверсивных среднескоростных и быстроходных передач для снижения динамических нагрузок на зубья, возникающих при пусках, остановках и изменении направления вращения зубчатых колес, следует ограничивать боковой зазор δ между зубьями в передаче. Приращение бокового зазора между зубьями (по отношению к боковому зазору в неизношенной передаче) будет тем больше, чем больше сумма толщин изношенного слоя в сопряженных точках на активных профилях шестерни и колеса. Эта сумма

имеет наибольшие значения $(h_{ниж1} + h_{вер2})$ и $(h_{ниж2} + h_{вер1})$, когда зубья шестерни и колеса контактируют в крайних точках активной линии зацепления. Здесь $h_{ниж1}$ и $h_{ниж2}$ – толщина изношенного слоя в нижних активных точках профилей зубьев шестерни и колеса соответственно; $h_{вер1}$ и $h_{вер2}$ – толщина изношенного слоя в точках профилей зубьев, расположенных у окружностей вершин шестерни и колеса.

Цель работы – разработать методику расчета коэффициентов смещения x_1 и x_2 , при которых значения суммы толщин изношенного слоя $(h_{ниж1} + h_{вер2})$ и $(h_{ниж2} + h_{вер1})$ будут равны друг другу.

Основная часть

Согласно рекомендациям [5], интенсивность изнашивания зубьев I можно представить в виде произведения безразмерных комплексов:

$$I = \left(\frac{p_{cp}}{H} \right)^\lambda \cdot \Pi, \quad (4)$$

где p_{cp} – среднее давление на площадке контакта зубьев;

H – твердость поверхностного слоя материала зубьев, выраженная в единицах давления;

через Π обозначено произведение безразмерных комплексных величин, учитывающих толщину смазочного слоя и приведенный параметр шероховатости поверхностей зубьев, адсорбционные свойства смазки и ее вязкость.

Значение Π будет одинаковым для обоих колес зубчатой передачи в любой момент зацепления.

В энциклопедическом томе [5] приводятся результаты испытаний зубчатых колес, в которых было получено значение показателя степени $\lambda = 1$. Это согласуется со справочником [6], согласно которому для приработанных поверхностей (т. е. на стадии установившегося износа) интенсивность изнашивания прямо пропорциональна контактному давлению.

Подставив выражение (4) и $\lambda = 1$ в формулу (2), получим формулу для толщины изношенного слоя в произвольной точке активного профиля зуба прямозубого колеса:

$$h = \frac{\Pi \cdot p_{cp} \cdot 2 \cdot s \cdot \theta \cdot \omega \cdot t}{H \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{\Pi \cdot q \cdot \theta \cdot \omega \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot H}. \quad (5)$$

Здесь предполагаем, что силовое взаимодействие колес зубчатой передачи происходит через

одну пару зубьев. Это допущение приемлемо и при контакте зубьев в крайних точках A_1 и A_2 активной линии зацепления, поскольку погрешности изготовления зубчатых колес не всегда могут гарантировать двухпарное зацепление.

Используя формулы (5) и (1), составим выражения для сумм $(h_{ниж1} + h_{вер2})$ и $(h_{ниж2} + h_{вер1})$ в таком виде:

$$h_{ниж1} + h_{вер2} = \frac{\pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\theta_{ниж1} \cdot \frac{\omega_1}{H_1} + \theta_{a2} \cdot \frac{\omega_2}{H_2} \right) = \frac{\pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot v_{ниж1}^{ск} \cdot \left(\frac{\omega_1}{H_1 \cdot v_{ниж1}^{к.пр}} + \frac{\omega_2}{H_2 \cdot v_{a2}^{к.пр}} \right), \quad (6)$$

$$h_{ниж2} + h_{вер1} = \frac{\pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\theta_{ниж2} \cdot \frac{\omega_2}{H_2} + \theta_{a1} \cdot \frac{\omega_1}{H_1} \right) = \frac{\pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot v_{ниж2}^{ск} \cdot \left(\frac{\omega_2}{H_2 \cdot v_{ниж2}^{к.пр}} + \frac{\omega_1}{H_1 \cdot v_{a1}^{к.пр}} \right), \quad (7)$$

где $\theta_{ниж1} = \frac{v_{ниж1}^{ск}}{v_{ниж1}^{к.пр}}$, $\theta_{ниж2} = \frac{v_{ниж2}^{ск}}{v_{ниж2}^{к.пр}}$;

θ_{a1} и θ_{a2} – удельные скольжения шестерни и колеса в точках на их окружностях вершин,

$$\theta_{a1} = \frac{v_{a1}^{ск}}{v_{a1}^{к.пр}}, \quad \theta_{a2} = \frac{v_{a2}^{ск}}{v_{a2}^{к.пр}}, \quad \text{причем}$$

$$v_{a2}^{ск} = v_{ниж1}^{ск}, \quad v_{a1}^{ск} = v_{ниж2}^{ск};$$

H_1 и H_2 – твердости поверхностного слоя материала зубьев шестерни и колеса.

Для определения скоростей $v_1^{к.пр}$, $v_2^{к.пр}$, $v^{ск}$ в точке контакта зубчатых колес в произвольно заданный момент зацепления используем формулы, известные из теории геометрического рас-

чета эвольвентных зубчатых передач [7]. Подставив в эти формулы параметры, относящиеся к точкам у вершин зубьев и к нижним активным точкам профилей зубьев шестерни и колеса, получим для передачи с внешним зацеплением выражения для скоростей, относящиеся к крайним точкам активной линии зацепления ($A_1 A_2$):

$$v_{a1}^{к.пр} = \omega_1 \cdot r_{b1} \cdot \text{tg} \alpha_{a1}, \quad (8)$$

$$v_{a2}^{к.пр} = \omega_2 \cdot r_{b2} \cdot \text{tg} \alpha_{a2}, \quad (9)$$

$$v_{ниж1}^{к.пр} = \omega_1 \cdot r_{b1} \cdot \text{tg} \alpha_{ниж1}, \quad (10)$$

$$v_{ниж2}^{к.пр} = \omega_2 \cdot r_{b2} \cdot \text{tg} \alpha_{ниж2}, \quad (11)$$

$$v_{ниж1}^{ск} = (\omega_1 + \omega_2) \cdot r_{b2} \cdot (\text{tg} \alpha_{a2} - \text{tg} \alpha_w), \quad (12)$$

$$v_{ниж2}^{ск} = (\omega_1 + \omega_2) \cdot r_{b1} \cdot (\text{tg} \alpha_{a1} - \text{tg} \alpha_w), \quad (13)$$

где r_{b1} и r_{b2} – радиусы основных окружностей колес зубчатой передачи;

α_{a1} , α_{a2} и $\alpha_{ниж1}$, $\alpha_{ниж2}$ – углы профиля в точках у вершин зубьев и в нижних активных точках профилей зубьев шестерни и колеса;

α_w – угол зацепления (рис. 1).

Подставив выражения для скоростей из формул (8)–(13) в формулы (6) и (7), получим выражения для сумм $(h_{ниж1} + h_{вер2})$ и $(h_{ниж2} + h_{вер1})$ в следующем виде:

$$h_{ниж1} + h_{вер2} = \frac{\pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot (\omega_1 + \omega_2) \cdot r_{b2} \cdot (\text{tg} \alpha_{a2} - \text{tg} \alpha_w) \times \left(\frac{1}{H_1 \cdot r_{b1} \cdot \text{tg} \alpha_{ниж1}} + \frac{1}{H_2 \cdot r_{b2} \cdot \text{tg} \alpha_{a2}} \right), \quad (14)$$

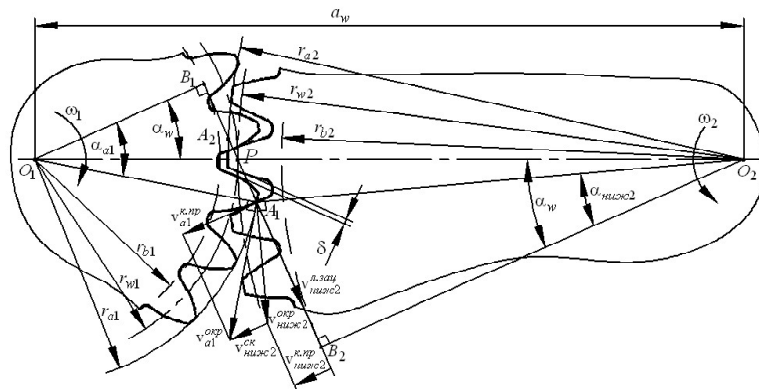


Рис. 1. Схема зацепления зубьев шестерни и колеса в сечении, перпендикулярном к осям вращения зубчатых колес

$$h_{ниж2} + h_{вер1} = \frac{\Pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot (\omega_1 + \omega_2) \cdot r_{b1} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) \times \left(\frac{1}{H_2 \cdot r_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ниж2}} + \frac{1}{H_1 \cdot r_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1}} \right). \quad (15)$$

Углы профиля в нижних активных точках профилей зубчатых колес передачи с внешним зацеплением определяются формулами [7]:

$$\operatorname{tg} \alpha_{ниж1} = \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{z_2}{z_1} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w), \quad (16)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{ниж2} = \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{z_1}{z_2} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w), \quad (17)$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев шестерни и колеса соответственно.

Радиусы основных окружностей зубчатых колес определяются формулами [1]:

$$r_{b1} = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot \cos \alpha, \quad r_{b2} = \frac{m \cdot z_2}{2} \cdot \cos \alpha, \quad (18)$$

где m – модуль зацепления,

α – угол профиля исходного производящего контура.

Подставляя выражения для тангенсов углов $\alpha_{ниж1}$, $\alpha_{ниж2}$ и для радиусов r_{b1} и r_{b2} согласно (16), (17) и (18) в формулы (14) и (15), получим формулы для суммы толщин изношенного слоя на профилях шестерни и колеса, когда они контактируют в одной из крайних точек активной линии зацепления:

$$h_{ниж1} + h_{вер2} = \frac{\Pi \cdot q \cdot t \cdot (\omega_1 + \omega_2)}{2 \cdot \pi \cdot H_2} \cdot \psi_1, \quad (19)$$

$$h_{ниж2} + h_{вер1} = \frac{\Pi \cdot q \cdot t \cdot (\omega_1 + \omega_2)}{2 \cdot \pi \cdot H_2} \cdot \psi_2, \quad (20)$$

причем через ψ_1 и ψ_2 обозначены безразмерные множители:

$$\psi_1 = (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w) \times \left(\frac{H_2}{H_1} \cdot \frac{z_2}{z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w - z_2 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{a2}} \right), \quad (21)$$

$$\psi_2 = (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) \times \left(\frac{z_1}{z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w - z_1 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w)} + \frac{H_2}{H_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1}} \right). \quad (22)$$

Значение угла зацепления α_w зависит от коэффициентов смещения x_1 и x_2 , чисел зубьев z_1 и z_2 , угла α и связано с ними трансцендентным уравнением [1]:

$$\operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha - \alpha + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (23)$$

Углы профиля на вершинах зубьев α_{a1} и α_{a2} определяются из формул [1]:

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}}, \quad \cos \alpha_{a2} = \frac{r_{b2}}{r_{a2}}, \quad (24)$$

причем радиусы окружностей вершин шестерни и колеса определяются из формул:

$$r_{a1} = m \cdot \left(\frac{z_1}{2} + h_a^* - x_2 + y \right), \quad (25)$$

$$r_{a2} = m \cdot \left(\frac{z_2}{2} + h_a^* - x_1 + y \right), \quad (26)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба;

y – коэффициент воспринимаемого смещения,

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right). \quad (27)$$

Подставив выражения для радиусов r_{b1} , r_{b2} , r_{a1} , r_{a2} и коэффициента y согласно (18), (25), (26) и (27) в формулы (24), выразим углы профиля шестерни и колеса в точках на окружностях вершин через значения x_1 , x_2 , z_1 , z_2 и стандартных параметров ($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$ согласно ГОСТу 13755-81):

$$\alpha_{a1} = \arccos \left(z_1 \cdot \cos \alpha / (z_1 + 2 \cdot (h_a^* - x_2) - (z_1 + z_2) \cdot (\cos \alpha_w - \cos \alpha) / \cos \alpha_w) \right), \quad (28)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left(z_2 \cdot \cos \alpha / (z_2 + 2 \cdot (h_a^* - x_1) - (z_1 + z_2) \cdot (\cos \alpha_w - \cos \alpha) / \cos \alpha_w) \right). \quad (29)$$

Формулы (23), (28) и (29) показывают, что у зубчатой передачи с определенными числами зубьев колес (z_1 , z_2) углы α_w , α_{a1} и α_{a2} являются функциями аргументов x_1 и x_2 . Тогда при заданных твердостях активных поверхностей зубьев шестерни и колеса множители ψ_1 и ψ_2

тоже являются функциями аргументов x_1 и x_2 , т. е. $\psi_1 = \psi_1(x_1, x_2)$, $\psi_2 = \psi_2(x_1, x_2)$. Задавшись определенными числами зубьев ($z_1 = 20$, $z_2 = 50$), соотношением твердостей поверхностного слоя

шестерни и колеса $\left(\frac{H_2}{H_1} = \frac{285}{460}\right)$ и значением сум-

мы коэффициентов смещения $x_1 + x_2 = x_\Sigma$, мы построили графики зависимостей $\psi_1(x_1, x_2)$, $\psi_2(x_1, x_2)$, где $x_2 = x_\Sigma - x_1$ (рис. 2). Графики на рис. 2 показывают, что при условии $x_1 + x_2 = \text{const}$ величина ψ_1 убывает, а величина ψ_2 возрастает при увеличении x_1 . Тогда при $x_1 + x_2 = \text{const}$ с увеличением x_1 сумма $(h_{\text{ниж}1} + h_{\text{вер}2})$ убывает, а сумма $(h_{\text{ниж}2} + h_{\text{вер}1})$ возрастает.

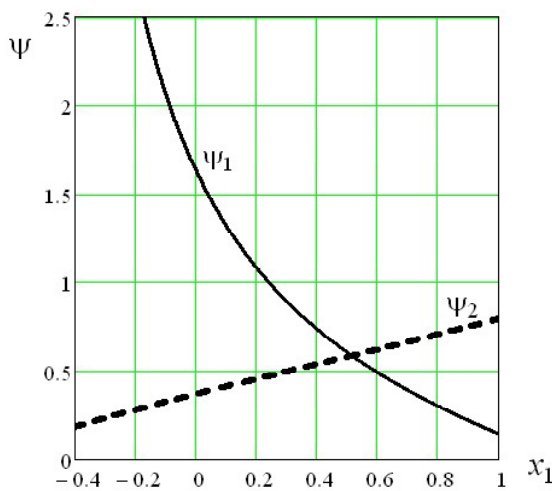


Рис. 2. Графики зависимостей безразмерных величин ψ_1 и ψ_2 от коэффициента смещения x_1 при $x_1 + x_2 = 0,8$ для $z_1 = 20$, $z_2 = 50$

Следовательно, по истечении определенного времени работы передачи большая из двух сумм толщин изношенного слоя $(h_{\text{ниж}1} + h_{\text{вер}2})$ и $(h_{\text{ниж}2} + h_{\text{вер}1})$ будет иметь минимальную величину при таком значении x_1 , которое обеспечивает равенство этих сумм:

$$h_{\text{ниж}1} + h_{\text{вер}2} = h_{\text{ниж}2} + h_{\text{вер}1}. \quad (30)$$

При этом наибольшее приращение бокового зазора между зубьями, претерпевшими износ, будет минимальным, а ресурс зубчатой передачи до

наступления предельного состояния, когда боковой зазор δ достигнет допустимого значения $[\delta]$, будет максимальным.

Уравнение (30) с учетом формул (19) и (20) преобразуется к виду:

$$\psi_1(x_1, x_2) - \psi_2(x_1, x_2) = 0. \quad (31)$$

Для нахождения конкретных значений x_1 и x_2 нужно решить уравнение (31) совместно с еще одним уравнением, выражающим дополнительное условие, налагаемое на значения коэффициентов смещения. В качестве последнего может выступать, например, условие вписывания передачи с известными числами зубьев колес z_1 , z_2 и модулем m в заданное межосевое расстояние a_w . Значение a_w может быть, например, бли-

жайшим большим к величине $\frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$ из стан-

дартного ряда межосевых расстояний редукторов. Тогда угол зацепления определяется по формуле [7]:

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{m \cdot (z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha}{2 \cdot a_w}\right), \quad (32)$$

а сумма коэффициентов смещения должна иметь значение $x_1 + x_2 = x_\Sigma$, причем [7]:

$$x_\Sigma = \frac{(\text{tg} \alpha_w - \alpha_w - \text{tg} \alpha + \alpha) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \text{tg} \alpha}. \quad (33)$$

Рассчитав x_Σ с помощью формул (32) и (33), записав $x_2 = x_\Sigma - x_1$, введем обозначение:

$$\varphi(x_1) = \psi_1(x_1, x_\Sigma - x_1) - \psi_2(x_1, x_\Sigma - x_1), \quad (34)$$

после чего (31) становится уравнением с одним неизвестным:

$$\varphi(x_1) = 0. \quad (35)$$

Тогда корень $x_1^{(n)}$ уравнения (35) можно определить с требуемой точностью при помощи итерационной формулы метода секущих [8]. Задавшись двумя начальными приближениями $x_1^{(0)}$ и $x_1^{(1)}$ из интервала $(0; x_\Sigma)$, рассчитываем:

$$x_1^{(n+1)} = x_1^{(n)} - \frac{(x_1^{(n)} - x_1^{(n-1)}) \cdot \varphi(x_1^{(n)})}{\varphi(x_1^{(n)}) - \varphi(x_1^{(n-1)})}, \quad (36)$$

где n — номер итерации.

Рассчитав значение корня x_1^{\oplus} , находим и

$$x_2^{\oplus} = x_{\Sigma} - x_1^{\oplus}. \quad (37)$$

Рассмотрим пример определения коэффициентов смещения. Реверсивную прямозубую передачу с числами зубьев колес $z_1 = 20$, $z_2 = 50$ и модулем зацепления $m = 3,5$ мм требуется вписать в межосевое расстояние $a_w = 125$ мм. Материал обоих колес – сталь 35ХМ, термическая обработка колеса с $z_2 = 50$ – улучшение, твердость *HB* 285; термическая обработка шестерни с $z_1 = 20$ – улучшение и поверхностная закалка токами высокой частоты, твердость *HRC* 48, что соответствует *HB* 460. По формулам (32) и (33) рассчитываем $\alpha_w = 0,40042$ рад, $x_{\Sigma} = 0,7658$. Затем при помощи формул (36) и (37) определяем $x_1 = 0,5073$ и $x_2 = 0,2585$.

Выводы

Разработана методика определения коэффициентов смещения для колес прямозубой передачи, обеспечивающая минимальное увеличение бокового зазора в зацеплении при износе зубьев. Дополнительным условием, налагаемым на значения x_1 и x_2 , может быть не только рассмотренное в статье как пример условие вписывания передачи в заданное межосевое расстояние ($x_1 + x_2 = x_{\Sigma}$, где x_{Σ} определяется формулой (33)). Этим условием также может быть получение заданного коэффициента торцевого перекрытия ε_{α} , например $\varepsilon_{\alpha} = 1,2$. Действительно, поскольку согласно [1]:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1}{2 \cdot \pi} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + \frac{z_2}{2 \cdot \pi} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w),$$

то при известных числах зубьев колес z_1 и z_2 коэффициент перекрытия ε_{α} является функцией от аргументов x_1 и x_2 . Значит, условие $\varepsilon_{\alpha}(x_1, x_2) = 1,2$ вместе с уравнением (31) являются системой двух нелинейных уравнений с двумя неизвестными x_1 и x_2 .

Вместе с известными из курса деталей машин формулами для определения расчетных значений

межосевого расстояния, модуля зацепления и чисел зубьев колес, предложенная методика позволяет определить рациональные с точки зрения износостойкости коэффициенты смещения исходного производящего контура для зубчатых колес реверсивной прямозубой передачи.

Список литературы

1. Теория механизмов и механика машин / [К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.]; под ред. К.В. Фролова. – 4-е изд., испр. и доп. – М.: изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. – 664 с.
2. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х кн. Кн. 2 / [В. В. Алисин, Б. М. Асташкевич, Э. Д. Браун и др.]; под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
3. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение. – 1977. – 526 с.
4. Чернець М. В. Метод дослідження впливу коригування зубів на контактну міцність, зношування та довговічність циліндричних евольвентних прямозубих передач / М. В. Чернець, В.В. Береза // Проблеми трибології. – 2010. – № 1. – С. 17–25.
5. Энциклопедия / Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) и др. / В. К. Лебедев, С. И. Кучук-Яценко, А. И. Четвертко и др.; под ред. Б. Е. Патона. – М.: Машиностроение, 1999. – 496 с., ил. Т. IV-1: Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / [Д.Н. Решетов, А. П. Гусенков, Ю. Н. Дроздов и др.]; под общ. ред. Д. Н. Решетова. – 1995. – 864 с.
6. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х кн. Кн. 1 / [В. В. Алисин, А. Я. Алябьев, А. М. Архаров и др.]; под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. – М.: Машиностроение. – 1978. – 400 с.
7. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / [И. А. Болотовский, В.И. Безруков, О.Ф. Васильева и др.]; под ред. И.А. Болотовского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
8. Калиткин Н. Н. Численные методы / Калиткин Н. Н. – М.: Наука, 1978. – 512 с.

Поступила в редакцию 14.05.2015

Попович О.Г., Шевченко В.Г. Методика розрахунку коефіцієнтів зміщення для коліс реверсивної евольвентної зубчастої передачі

Виведено формули для визначення суми товщин зношеного шару на поверхнях зубців шестерні та колеса прямозубої передачі, коли ці зубці контактують у крайніх точках активної лінії зачеплення. Складено рівняння, котре пов'язує такі значення коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 для шестерні та колеса евольвентної передачі, при яких збільшення бокового проміжку між зубцями у зачепленні внаслідок зносу буде мінімальним. Розв'язання цього рівняння сумісно з умовою вписування передачі в задану міжосьову відстань дозволяє визначити значення x_1 і x_2 , при яких під час реверсування передачі динамічні навантаження на зношені зубці будуть мінімальними.

Ключові слова: евольвентна зубчата передача, коефіцієнт зміщення, питоме ковзання, знос, боковий проміжок.

Popovich A., Shevchenko V. The technique of profile shift coefficients calculation for wheels of a reverse involute gearing

Formulas to define sum of worn-out layer thicknesses on the surfaces of spur pinion and spur gear teeth when these teeth are contacting at extreme points of the engagement line are deduced. We derived an equation of the linkage between values of pinion and gear profile shift coefficients (x_1 and x_2) at which gear backlash increased minimally owing to wear. Solution of this equation simultaneously with condition of gear pair inscribing in the given distance between axes allows to define x_1 and x_2 values that minimize dynamic loads on the worn teeth during transmission reversal.

Key words: involute gearing, profile shift coefficient, specific sliding, wear, gear backlash.