



МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 620.169.2

Н.Н. ИШИН, А.М. ГОМАН, А.С. СКОРОХОДОВ, кандидаты техн. наук
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

ОЦЕНКА ФАКТИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПЕРЕКРЫТИЯ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Предложен инженерный метод приближенной оценки фактического коэффициента перекрытия в зависимости от нагрузки, действующей в зацеплении, для прямозубых зубчатых передач внешнего зацепления с теоретическим коэффициентом перекрытия $1 < \epsilon_\alpha^T < 2$. Метод может быть использован на стадии предварительных расчетов зубчатых передач, в частности, при оценке нагрузочной способности и ресурса, а также при их изготовлении и селективной сборке.

Ключевые слова: прямозубые зубчатые колеса, погрешность изготовления, деформация зубьев, шаг зацепления, коэффициент перекрытия

Введение. Одной из важнейших проблем при создании мобильных машин является задача оценки их ресурса на стадии проектирования [1, 2]. К наиболее ответственным системам, лимитирующим надежность мобильных машин, относятся их трансмиссии, одним из основных элементов которых являются зубчатые передачи. Достоверность расчета ресурса зубчатых передач зависит, в том числе, и от точности определения величины коэффициента торцового перекрытия.

Согласно ГОСТ [3] коэффициент торцового перекрытия цилиндрической зубчатой передачи определяется как отношение угла торцового перекрытия зубчатого колеса цилиндрической передачи φ_α , т. е. угла поворота зубчатого колеса цилиндрической передачи от положения входа в зацепление торцового профиля его зуба до выхода из зацепления, к его угловому шагу.

При расчетах на контактную прочность [4] коэффициент торцового перекрытия ϵ_α используется при расчете коэффициента, учитывающего суммарную длину контактных линий Z_ϵ , который входит в формулу для определения контактных напряжений в полюсе зацепления σ_{H0} , а также в формулу для определения коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$.

При расчетах на прочность при изгибе [4] коэффициент торцового перекрытия используется при определении коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по дли-

не контактных линий $K_{H\beta}$, а также коэффициента, учитывающего перекрытие зубьев Y_ϵ .

В настоящее время практически во всех стандартах и научной литературе коэффициент перекрытия прямозубых зубчатых передач внешнего зацепления находится теоретическим путем из геометрических соображений для идеально изготовленных зубчатых колес согласно формулам, приведенным в соответствующих стандартах [4–6].

Однако известно [7–11], что реальный коэффициент перекрытия прямозубых зубчатых передач степени точности 7...10 значительно ниже теоретического вследствие погрешностей изготовления и монтажа, а также значительных внутренних динамических нагрузок в передачах. Некоторые авторы [12] даже делают при расчетах различие между эффективным коэффициентом перекрытия ϵ_n , который определяется с учетом размерных погрешностей и модификации профиля зуба, и фактическим коэффициентом перекрытия ϵ_f , который определяется с учетом приложенной нагрузки.

В связи с этим, при прогнозировании ресурса зубчатых передач по контактной выносливости в соответствии с методиками [1, 2, 4–6] использование в расчетах теоретического значения коэффициента перекрытия, по предварительным оценкам, может привести к ошибке определения ресурса более чем в два раза.

Целью работы является обеспечение возможности оценки фактического коэффициента перекрытия зубчатой передачи инженерными методами на ста-

дии предварительных расчетов в зависимости от предполагаемых значений нагрузки в условиях эксплуатации. Для этого проведен анализ известных методов расчета коэффициента перекрытия, предлагается решение поставленной задачи посредством построения номограммы в зависимости от значения нагрузки в зацеплении, приводится пример ее построения для конкретной пары зубчатых колес и сравнение с экспериментально полученными данными.

Применение предложенного метода позволяет, зная точность изготовления зубчатых колес и предполагаемые нагрузки в зацеплении, оценить фактический коэффициент перекрытия зубчатой передачи, и таким образом, снизить вероятность получения заведомо неверных результатов при прочностных расчетах.

Анализ известных методов расчета коэффициента перекрытия. По ГОСТ [4] и стандарту ANSI/AGMA [5] коэффициент торцового перекрытия рассчитывается по формуле

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{nw}}{2\pi}$$

где $\alpha_{a1(2)} = \arccos \frac{d_{b1(2)}}{d_{a1(2)}}$, α_{nw} — угол зацепления; d_b — диаметр основных окружностей; d_a — диаметр вершин зубьев.

По стандарту ISO [6]

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}) - a \sin \alpha_{wt}}{2m_t \pi \cos \alpha_t}$$

где a — делительное межосевое расстояние; m_t — торцовый модуль; α_t — угол профиля торцовый; α_{wt} — угол профиля торцовый на начальном диаметре.

В расчетах зубьев на контактную и изгибную прочность, при определении резонансных режимов вращения зубчатых колес используется именно такое значение коэффициента перекрытия.

При этом данные экспериментальных исследований зубчатых колес с тензометрированием нагрузок на зубьях [8, 9] говорят о том, что при отсутствии нагрузки величина действительного коэффициента перекрытия почти всегда, вне зависимости от его теоретического значения, уменьшается до значений $\epsilon_{\alpha} = 1,0 \div 1,2$ (рисунок 1).

Аналогичные выводы для прямозубых [10] и косозубых [11] зубчатых передач получены на основе виртуального компьютерного моделирования (рисунок 2).

При определенных условиях уменьшение коэффициента перекрытия зубчатой передачи может приводить к работе зубчатого зацепления с размыканием зубьев [13, 14].

Если основной шаг ведущего зубчатого колеса меньше основного шага ведомого, в зацеплении происходит удар при входе новой пары в зацепление. Зубья начинают контактировать не в теоретической точке начала линии зацепления, а несколь-

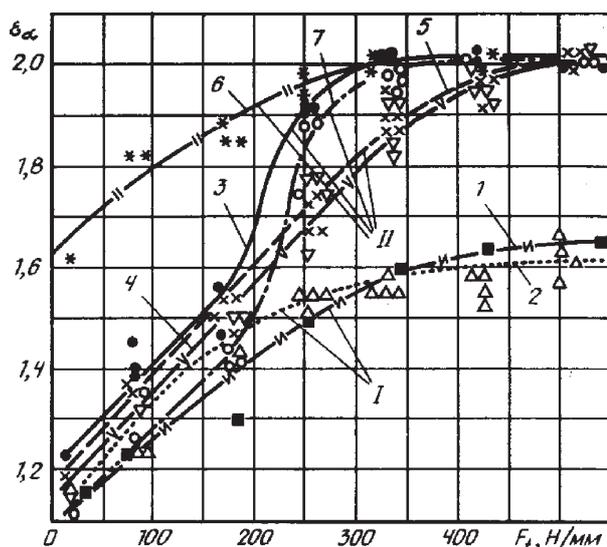


Рисунок 1 — Зависимость коэффициента перекрытия от нагрузки [9]: 1, 2 — стандартные зубчатые пары; 3–7 — пары с увеличенной высотой зуба

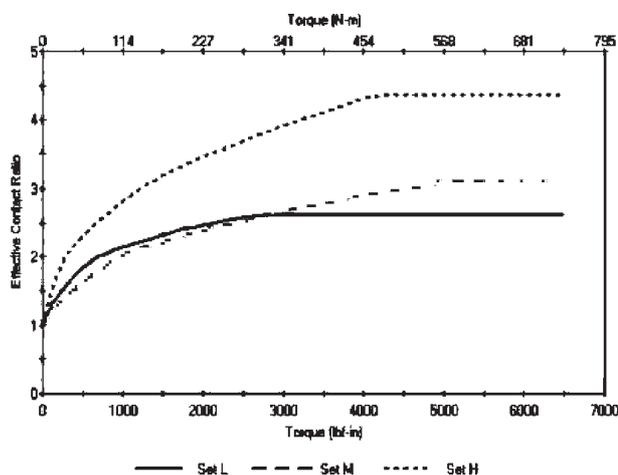


Рисунок 2 — Зависимости коэффициента перекрытия от передаваемой нагрузки для косозубых зубчатых колес, полученные расчетным путем [11]

ко раньше. То же самое произойдет и с абсолютно точными зубчатыми колесами, но подверженными деформации. В этом случае деформация предыдущей пары проявляется аналогично ошибке основного шага, приводящей к кромочному удару. Если при кромочном ударе вследствие ошибки изготовления разность основных шагов Δ_0 двух сопряженных зубьев меньше деформации δ_s предыдущей пары зубьев ($\Delta_0 < \delta_s$), то контакт последней пары на линии зацепления не нарушается [15, 16]. Если разность основных шагов превышает деформацию зубьев δ_s ($\Delta_0 > \delta_s$), то в зацеплении имеет место другой случай кромочного удара, при котором предыдущая пара зубьев полностью разгружается до выхода зубьев с линии зацепления. Таким образом, в случае наличия больших ошибок основного шага передача окружного усилия при кромочном ударе производится одной парой зубьев, за исключением небольших промежутков времени, когда нагрузка переходит с одной пары на другую.

Из сказанного следует, что при $\Delta_0 < \delta_c$ контакт передней пары зубьев на рабочей линии зацепления не нарушается и коэффициент перекрытия для такой пары равен теоретическому значению ϵ_α^T . В противном случае значение реального коэффициента перекрытия изменяется в пределах $1 \leq \epsilon_\alpha^p \leq \epsilon_\alpha^T$.

Метод расчета коэффициента перекрытия, учитывающий его увеличение вследствие упругих деформаций зубьев шестерен под действием нагрузки, описан в [17]:

$$\Delta\epsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} \left[\sqrt{\frac{2\delta_{g2}}{\rho_{1b1} \left(1 + \frac{\rho_{1b1}}{\rho_{2b1}}\right)}} + i \sqrt{\frac{2\delta_{g1}}{\rho_{2b2} \left(1 + \frac{\rho_{2b2}}{\rho_{1b2}}\right)}} - \frac{\delta_{g1}}{r_{o1}} \right]$$

где δ_{g1} и δ_{g2} — деформации зубьев в момент пересопряжения на границе первого и второго участков двухпарной зоны; ρ_{1b2} и ρ_{1b1} — радиусы кривизны эвольвенты в точках входа и выхода из зацепления зубьев шестерни; ρ_{2b2} и ρ_{2b1} — радиусы кривизны эвольвенты в точках входа и выхода из зацепления зубьев колеса; r_{o1} — радиус основной окружности шестерни.

Данный метод не учитывает влияния погрешностей изготовления зубчатой передачи, значительно понижающих величину коэффициента перекрытия при небольших нагрузках. Кроме того, рассчитанное по данному методу повышение коэффициента перекрытия для стальных зубчатых колес составляет приблизительно 6...12 %, что не соответствует экспериментальным данным [8–9], где коэффициент перекрытия повышается как минимум на 40 % (от 1,2 до теоретического значения 1,72).

В том же сборнике описан и другой метод, служащий для определения величины, на которую уменьшается коэффициент перекрытия в связи с наличием погрешностей изготовления и монтажа зубчатых колес [18]:

$$\Delta\epsilon = \frac{\partial\epsilon}{\partial d_{a1}} \Delta d_{a1n} + \frac{\partial\epsilon}{\partial d_{a2}} \Delta d_{a2n} + \frac{\partial\epsilon}{\partial A} \Delta A_n,$$

где ϵ — коэффициент торцового перекрытия; Δd_{a1n} , Δd_{a2n} , ΔA_n — отклонения диаметров вершин и межосевого расстояния, вызванные погрешностями изготовления и монтажа.

Недостатком данного метода является то, что он не учитывает влияния на коэффициент перекрытия погрешности шага зацепления и нагрузки. Кроме того, рассчитанное по данному методу снижение коэффициента перекрытия составляет приблизительно 18 %, что не соответствует экспериментальным данным [8–9], где коэффициент перекрытия может снижаться почти на 30 % (от теоретического значения 1,72 до величины 1,2).

Известна формула для расчета коэффициента перекрытия, учитывающая как его увеличение вследствие упругих деформаций зубьев шестерен

под действием нагрузки, так и уменьшение в связи с наличием погрешностей шага зацепления [19]:

$$\epsilon_T^p = \left[\operatorname{tg}\alpha'_{a1} + u \cdot \operatorname{tg}\alpha'_{a2} - (1+u) \operatorname{tg}\alpha'_w + \right] \frac{z_1}{2\pi} + \Delta\epsilon_\alpha - \Delta_0.$$

Данная зависимость одновременно содержит среди слагаемых как безразмерную величину приращения коэффициента перекрытия ($\Delta\epsilon_\alpha$), так и размерную величину погрешности шага зацепления (Δ_0). В таком виде она применима только к высокоточным (например, авиационным) зубчатым передачам, для которых указанные параметры имеют сопоставимый порядок. Кроме того, используемые при расчете значения величины роста коэффициента перекрытия под нагрузкой в данной работе приведены только для высоконапряженных зубчатых передач с увеличенной высотой зуба и составляют 0,15...0,25. Таким образом, вследствие некоторых своих особенностей, данный метод неприменим к зубчатым передачам общемашиностроительного профиля.

Разработан способ точного экспериментального определения фактического коэффициента торцового перекрытия ϵ_α [20, 21], использующий обработку сигналов по осциллограмме тензометрирования нагрузок, записываемых одновременно с нескольких зубьев зубчатого колеса. Применение данного способа связано с наклеиванием тензодатчиков на зубья исследуемых зубчатых колес и выводом сигнала с вращающихся валов, поэтому данный способ позволяет определить коэффициент перекрытия только на тензометрируемых парах зубьев и его использование невозможно на стадии предварительных расчетов. Кроме того, ввиду трудоемкости прецизионных измерений, этот способ экономически оправдан только при проведении исследований ответственных зубчатых передач.

Аналитический расчет реального коэффициента перекрытия [10] учитывает внутреннюю динамику зацепления, обусловленную погрешностями изготовления зубчатых колес, деформациями зубьев под нагрузкой и т. д. В отличие от описанного выше экспериментального способа, он позволяет определить коэффициенты перекрытия передачи в целом на стадии расчета. Данный способ требует построения динамической модели конкретной зубчатой пары и достаточно трудоемких исследований ее колебаний с использованием специального программного обеспечения (рисунок 3).

Аналитико-экспериментальный метод расчета фактического коэффициента перекрытия предложен в работе [15]. Коэффициент перекрытия каждой пары зубьев прямозубой зубчатой передачи в данном случае определяется по номограмме, отражающей простую нелинейную зависимость между реальным коэффициентом перекрытия ϵ_α^p и разностью основных шагов i -ой пары сопряженных зубьев Δ_i (рисунок 4).

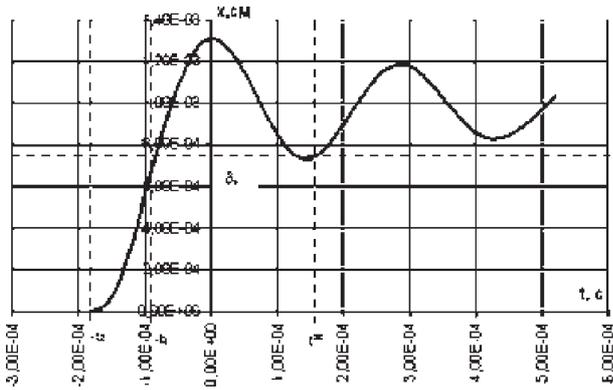


Рисунок 3 — График колебаний зубчатой передачи, используемый для определения времени чередования однопарного и двухпарного зацеплений [10]

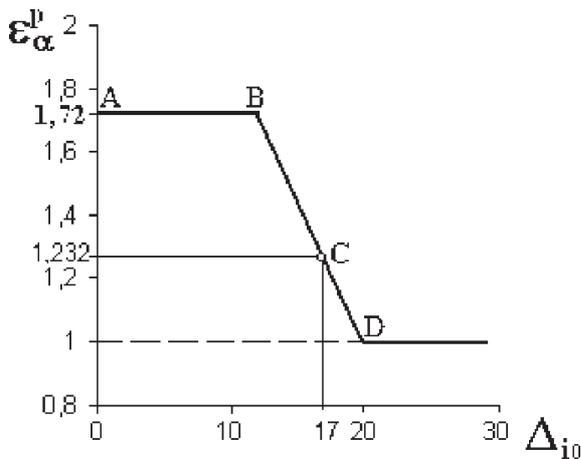


Рисунок 4 — График зависимости реального коэффициента ϵ_{α}^p перекрытия от разности основных шагов сопряженных зубьев Δ_0 [15]

Существенными недостатками данного метода являются необходимость использования динамической модели конкретной зубчатой пары и достаточно трудоемких исследований ее колебаний с использованием специального программного обеспечения при построении наклонного участка номограммы; а также построение номограммы только для одного значения статической нагрузки в зацеплении.

Основные положения предлагаемого подхода. Задача решается на основании следующих допущений:

- 1) теоретический коэффициент перекрытия находится в пределах $1 < \epsilon_{\alpha}^T < 2$;
- 2) при $\Delta_0 < \delta_c$ контакт предыдущей пары зубьев на линии зацепления не нарушается и коэффициент перекрытия для такой передачи принимается равным теоретическому значению ϵ_{α}^T ;
- 3) при достижении теоретического значения ϵ_{α}^T , дальнейшее увеличение коэффициента перекрытия не учитывается;
- 4) при $\Delta_0 > \delta_c$ контакт предыдущей пары зубьев на линии зацепления сохраняется только до тех пор, пока происходит деформация вступающей в зацепление пары зубьев, при этом коэффициент перекрытия $1 < \epsilon_{\alpha}^p < \epsilon_{\alpha}^T$;

5) при отсутствии нагрузки в зубчатой передаче из-за наличия погрешностей впереди идущая пара зубьев выходит из зацепления в тот же момент, когда в зацепление вступает следующая пара, и коэффициент перекрытия для такой передачи теоретически $\epsilon_{\alpha}^p = 1$. Однако на практике он несколько выше (что подтверждается экспериментами) из-за наличия других погрешностей изготовления и монтажа, присутствия масляного слоя между профилями и динамических явлений при входе зубьев в зацепление, и может быть принят приближенно равным $\epsilon_{\alpha}^p \approx 1,1$;

6) коэффициент перекрытия не может быть меньше единицы.

Сущность предлагаемого метода оценки фактического коэффициента перекрытия зубчатой передачи заключается в том, что для его определения строится номограмма в зависимости от значения нагрузки в зацеплении, вид которой представлен на рисунке 5. График зависимости состоит из двух участков. Первый из них (см. участок *AB* на рисунке 5) соответствует значениям нагрузки в зацеплении, при которых разность основных шагов превышает деформацию зубьев ($\Delta_0 > \delta_c$). Коэффициент перекрытия в этом случае увеличивается от значения 1,1 (при отсутствии нагрузки) до своего теоретического значения при нагрузке, обеспечивающей равенство $\Delta_0 = \delta_c$.

Второй участок (горизонтальный) соответствует интервалу $\Delta_0 < \delta_c$, когда контакт предыдущей пары зубьев на линии зацепления не нарушается и коэффициент перекрытия для такой пары принимается равным теоретическому значению ϵ_{α}^T .

Наклонный участок является отрезком прямой линии, причем точка ее пересечения с горизонтальным участком соответствует значению P_{st} , при котором обеспечивается равенство $\Delta_0 = \delta_c$

$$P_{st} = \Delta_0 c' b_w,$$

где $\Delta_0 = 1,2\Delta p_b$ — наибольшая вероятностная разность между наибольшим основным шагом одного зубчатого колеса и наименьшим другого [22], Δp_b — наибольшая погрешность основного шага по

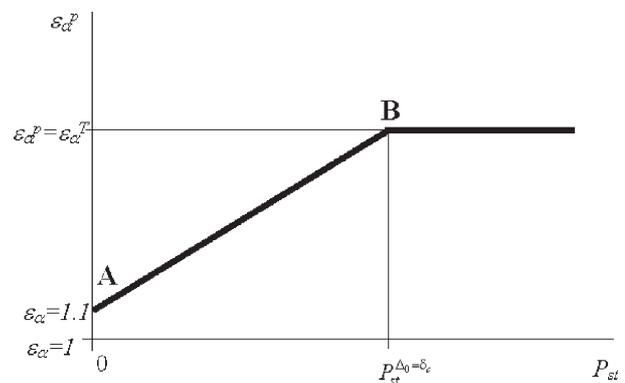


Рисунок 5 — График зависимости фактического коэффициента ϵ_{α}^p перекрытия от статической нагрузки в зацеплении

таблицам допусков в зависимости от степени точности (либо по результатам контроля зубчатых колес при изготовлении); c' — удельная нормальная жесткость пары зубьев, определяемая для прямозубых колес без смещения из выражения [2]:

$$\frac{1}{c'} = \left(0,05139 + \frac{0,1425}{z_1} + \frac{0,1860}{z_2} \right) \text{ мм} \cdot \text{мкм} / \text{Н},$$

где z_1, z_2 — числа зубьев шестерни и колеса; b_w — рабочая ширина венца зубчатого колеса, мм.

Точка пересечения наклонного участка зависимости с осью ординат определяется значениями $P_{st}^p = 0$ и $\varepsilon_\alpha^p = 1,1$.

Таким образом, наклонный участок является отрезком прямой линии, описываемой уравнением типа

$$\varepsilon_\alpha^p = 1,1 + a P_{st}^p,$$

где a — размерный коэффициент, $1/\text{Н}$; P_{st}^p — статическая нагрузка в зацеплении.

При селективной подборке зубчатых колес Δ_0 принимается как максимальная разность между наибольшим значением основного шага одного зубчатого колеса зубчатой передачи и наименьшим другого, т. к. именно это сочетание будет определять наиболее нагруженную пару зубьев при расчетах на прочность и долговечность.

В случае проектирования зубчатых передач, работающих при малых нагрузках (например, кинематических передач), Δ_0 при расчетах можно принимать как среднюю величину разности основных шагов зацепления зубчатых колес.

Пример использования. При расчете используем значения параметров зубчатой передачи, экспериментальные и аналитические значения коэффициента перекрытия которой нам уже известны [10]:

- число зубьев: $z_1 = z_2 = 40$;
- рабочая ширина венца зубчатого колеса: $b_w = 30$ мм;
- разность значений шага зацепления зубчатой пары: $\Delta_0 = 17$ мкм;
- степень точности (по разности шагов зацепления): 7;
- теоретический коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha^T = 1,72$.

Вычисления дают:

- удельная нормальная жесткость пары зубьев: $c' = 16,8$ Н/мм·мкм;
- значение $P_{st}^{\Delta_0 = \delta_c}$ при котором $\Delta_0 = \delta_c$: $P_{st} = 8568$ Н;
- окружная сила, соответствующая полученному значению $P_{st}^{\Delta_0 = \delta_c}$, приходящаяся на единицу длины зуба: $P_n = 286$ Н/мм;
- размерный коэффициент для зависимости от окружной силы P_n , приходящейся на единицу ширины зуба $a_n = (\varepsilon_\alpha^T - 1,1) / P_n \approx 0,0022$ мм/Н.

Полученный результат приведен на рисунке 6, построенном на основе полученных ранее расчетных и экспериментальных данных [10], к которым добавлен участок графика номограммы, соответствующий диапазону приведенных в указанной работе нагрузок.

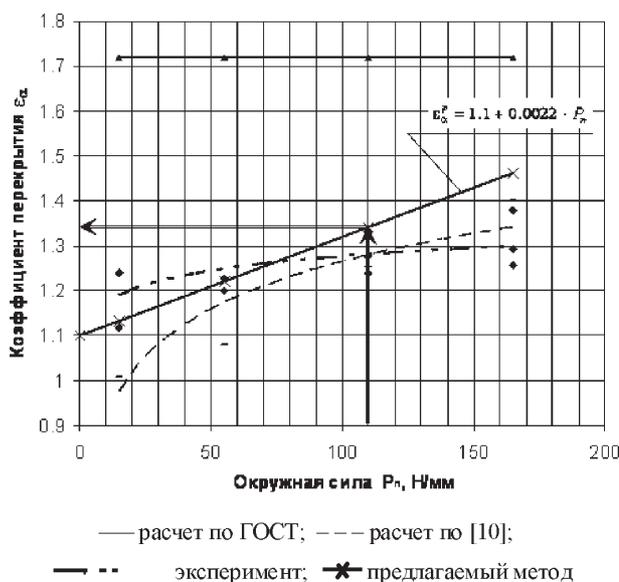


Рисунок 6 — Зависимость коэффициента перекрытия от передаваемой нагрузки

Для примера на номограмме показано определение значения фактического коэффициента перекрытия для значения $P_n = 110$ Н/мм. Строим вертикальную линию с абсциссой 110 Н/мм до пересечения с графиком номограммы, затем от точки пересечения проводим горизонтальную линию до оси ординат. Полученное значение $\varepsilon_\alpha^p = 1,35$ имеет относительную погрешность 5 % по сравнению с экспериментом и точным расчетом ($\varepsilon_\alpha^{\text{экс}} \approx \varepsilon_\alpha^{\text{точн}} \approx 1,28$), расчет по ГОСТ дает для этого же случая ошибку в 34 %. Для других значений P_n из области имеющихся экспериментальных данных погрешность определения ε_α^p по номограмме не превышает 12 % (ГОСТ — до 45 %).

Заключение. Показано, что для прямозубых зубчатых передач общемашиностроительного применения (степень точности 7...10) фактическое, экспериментально определенное значение коэффициента торцового перекрытия, существенно ниже теоретически рассчитанного по стандартам [4–6], что обусловлено неизбежными погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колес, не учитываемых в расчетных методиках.

В связи с этим, при прогнозировании ресурса зубчатых передач по контактной выносливости в соответствии с методиками [1, 2] использование в расчетах теоретического значения коэффициента перекрытия, рассчитанного по ГОСТ [4], по предварительным оценкам, может привести к ошибке определения ресурса по контакту более чем в два раза.

Применение предложенного метода позволяет, зная точность изготовления зубчатых колес и предполагаемые нагрузки в зацеплении, оценить фактический коэффициент перекрытия зубчатой передачи и таким образом снизить вероятность получения заведомо неверных результатов при прочностных расчетах.

Список литературы

1. Болотин, В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В.В. Болотин. — М. Машиностроение. 1984. — 31 с.
2. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. — Минск: Наука и техника, 1995. — 256 с.
3. Передатки зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения: ГОСТ 16531-83. — 1983. — 32 с.
4. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87. — 1987. — 130 с.
5. Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth: ANSI/AGMA 2101-C95. — 1995. — 71 p.
6. Calculation of load capacity of spur and helical gears: ISO 6336-2. — Part 2: Calculation of surface durability. — 1996. — 31p.
7. Gonzalo Gonzalez Rey. Higher Contact Ratios for Quieter Gears // ISO to AGMA. Gear Solutions, January 2009. — Pp. 20–27.
8. Экспериментальные исследования динамических нагрузок и виброакустических характеристик передач с самоустанавливающимися зубчатыми колесами / О.В. Берестнев // Оперативно-информационные материалы. Институт проблем надежности и долговечности машин АН БССР. — Минск, 1987. — 98 с.
9. Жук, И.В. Коэффициент перекрытия и динамическая нагрузка в зацеплении цилиндрических зубчатых колес / И.В. Жук, А.С. Скороходов // Тракторы и с.-х. машины. — 1992. — № 3. — С. 33–35.
10. Ишин, Н.Н. Влияние динамических процессов в прямозубых зубчатых передачах на коэффициент перекрытия / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Віс. Нац. техніч. ун-ту «ХПІ». — Харків: НТУ «ХПІ». — Вып. № 27. — 2010. — С. 61–75.
11. Houser, D.R. Profile Relief and Noise Excitation in Helical Gears / Donald R. Houser, Jonny Harianto // ISO to AGMA. Gear Solutions, March 2005. — Pp. 32–39.
12. Umeyama, M. Effects of gear dimensions and tooth surface modifications on the loaded transmission error of a helical gear pair / M. Umeyama, M. Kato, K. Inoue // Journal of Mechanical Design. — 1998. — Vol. 120, No.1, March. — Pp. 119–125.
13. Ковалев, Н.А. Колебания зубчатых передач с размыканием зубьев // Теория передач в машинах // под ред. И.И. Артоболевского. — М.: Машиностроение, 1966. — С. 248–261.
14. Аистов, И.П. Разработка методов повышения ресурса шестеренных насосов гидротопливных систем // Автореф. дисс.... д-ра техн. наук. — Братск, 2009. — 36 с.
15. Ишин, Н.Н. Оценка остаточного ресурса зубчатых передач при стендовых испытаниях по данным вибромониторинга / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Віс. Нац. техніч. ун-ту «ХПІ». Зб. наук. прац, тематич. вип. «Проблеми механічного приводу». — Харків: НТУ «ХПІ». — 2012. — Вып. № 35. — С. 37–51.
16. Супин, В.В. Проектирование и результаты испытаний передач многопарного зацепления трансмиссий тракторов «Беларус» / В.В. Супин // Наука и техника. — 2012. — № 6. — С. 64–70.
17. Шандалов, К.С. Влияние податливости зубьев на коэффициент перекрытия передачи // Зубчатые и червячные передачи: сб. / под ред. Н.И. Колчина. — М.: Машиностроение, 1968. — С. 90–101.
18. Тентлер, Е.А. Влияние допускаемых погрешностей изготовления на коэффициент перекрытия прямозубой зубчатой передачи // Зубчатые и червячные передачи: сб. / под ред. Н.И. Колчина. — М.: Машиностроение, 1968. — С. 101–105.
19. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справ. / под ред. Э.Б. Вулгакова. — М.: Машиностроение, 1981. — 374 с.
20. Способ диагностики зубчатой передачи: а.с. 1612217 СССР, МКИЗ G 01 M 13/02 / И.В. Жук, Н.Н. Ишин, А.С. Скороходов, И.А. Счастный (СССР). — № 4603027; заявл. 12.10.88; опубл. 07.12.90 // Открытия. Изобрет. — 1990. — № 45.
21. Онищенко, В.П. Экспериментальное определение коэффициента перекрытия в прямозубой зубчатой передаче / В.П. Онищенко, В. Кольчик. — Матеріали 12-ої рег. наук.-методич. конф. — Донецьк: ДонНТУ, 2010. — С. 57–60.
22. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. — М.: Машиностроение, 1975. — 656 с.

Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S.

Estimate of the actual coefficient of overlap of spur gears

An engineering method of an approximate estimate of the actual coefficient of overlap depending on the load acting in engagement for spur gears of external engagement with the theoretical overlap ratio $1 < \epsilon_{\alpha}^t < 2$ is proposed. The method can be used at the stage of preliminary calculations of gears, in particular, in estimating of the load capacity and life, and in their production and selective assembly.

Keywords: spur gears, manufacturing error, deformation of teeth, gear pitch, overlap ratio

Поступила в редакцию 29.04.13.