

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПЕРЕКРЫТИЯ В ПРЯМОЗУБОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Онищенко В.П., Кольчик В. (ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

Коэффициент перекрытия ε является одной из важнейших характеристик качества зубчатого зацепления. С увеличением ε увеличивается доля двухпарного зацепления, что существенно повышает несущую способность зубчатой передачи. Формула для вычисления коэффициента перекрытия для прямозубых цилиндрических колес внешнего зацепления имеет вид [1]

$$\varepsilon = \frac{z_{ш} \tan \alpha_{аш} + z_{к} \tan \alpha_{ак} - (z_{ш} + z_{к}) \tan \alpha_{\omega}}{2\pi}, \quad (1)$$

где $Z_{ш}$ и $Z_{к}$ - числа зубьев шестерни и колеса; $\alpha_{аш} = \arccos \frac{d_{бш}}{d_{аш}}$ и $\alpha_{ак} = \arccos \frac{d_{бк}}{d_{ак}}$ - углы профиля зуба шестерни и колеса в точках на окружности вершин; α_{ω} - угол зацепления; $d_{бш}$ и $d_{бк}$ - диаметры основных окружностей шестерни и колеса; $d_{аш}$ и $d_{ак}$ - диаметры окружностей вершин шестерни и колеса.

В конструкторской практике для определения коэффициента перекрытия часто применяется приближенная формула [2]

$$\varepsilon = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right). \quad (2)$$

При выводе этих формул обычно не учитывается деформация зубьев под нагрузкой, что приводит к заниженным значениям коэффициента перекрытия. Для оценки уровня этой погрешности было выполнено экспериментальное определение коэффициента перекрытия на реальных зубчатых колесах специального испытательного стенда [3,4]. Стенд предназначался для определения нагрузки заедания, что требовало максимального нагружения зубьев зубчатых колес во время испытаний. Характеристики испытываемой зубчатой пары приведены в табл. 1.

Для определения фактического значения коэффициента перекрытия на торцах зубьев шестерни наклеивались тензорезисторы омического сопротивления с базой 5мм. Тензорезисторы клеились по торцам четырех зубьев у их ножек (рис. 1а) и собирались в мостовую схему попарно через один зуб (рис. 2б), т.е. тензорезисторы на зубьях I ($R_1 - R_2, R_3 - R_4$) и III ($R_5 - R_6, R_7 - R_8$) объединены в один мост, а тензорезисторы на зубьях II ($R_{1'} - R_{2'}, R_{3'} - R_{4'}$) и IV ($R_{5'} - R_{6'}, R_{7'} - R_{8'}$) объединены в другой мост.

Таблица 1. Основные параметры испытываемой зубчатой передачи

Параметр	Численное значение	
Модуль	12 мм	
Числа зубьев	11	31
Коэффициенты смещения исходного контура	0,55	0,30
Диаметры окружностей вершин	164,20 мм	401,94 мм
Межосевое расстояние	261,09 мм	
Коэффициент перекрытия	1,23	
Степень точности по ГОСТ 1643-81	9-9-8В	
Длина зуба	32 мм	30 мм
Угловая скорость ведущего вала	19,26 рад/сек	
Вращающий момент на ведущем валу	3634 Нм	
Материал и термическая обработка	сталь 25Х2ГНТА цементация, закалка 58÷62HRC	

Такая схема позволяет при помощи одного моста записывать работу двух зубьев, поскольку при нагружении, например, зуба I тензорезисторы зуба III выполняют функции температурно компенсирующих, а при нагружении зуба III тензорезисторы, наклеенные на нем, становятся рабочими, тогда как тензорезисторы на зубе I становятся теперь компенсационными. Каждое плечо моста образовано двумя тензорезисторами, наклеенными на противоположных торцах зуба, что сделано для повышения чувствительности, поскольку в процессе работы передачи нагружается только одна половина зубчатого венца. Кроме того, для увеличения чувствительности тензорезисторы на торце одного зуба (например, 2 и 3, 1 и 4 и т.д.), имеющие при нагружении зуба деформации разного знака, включены в соседние плечи моста.

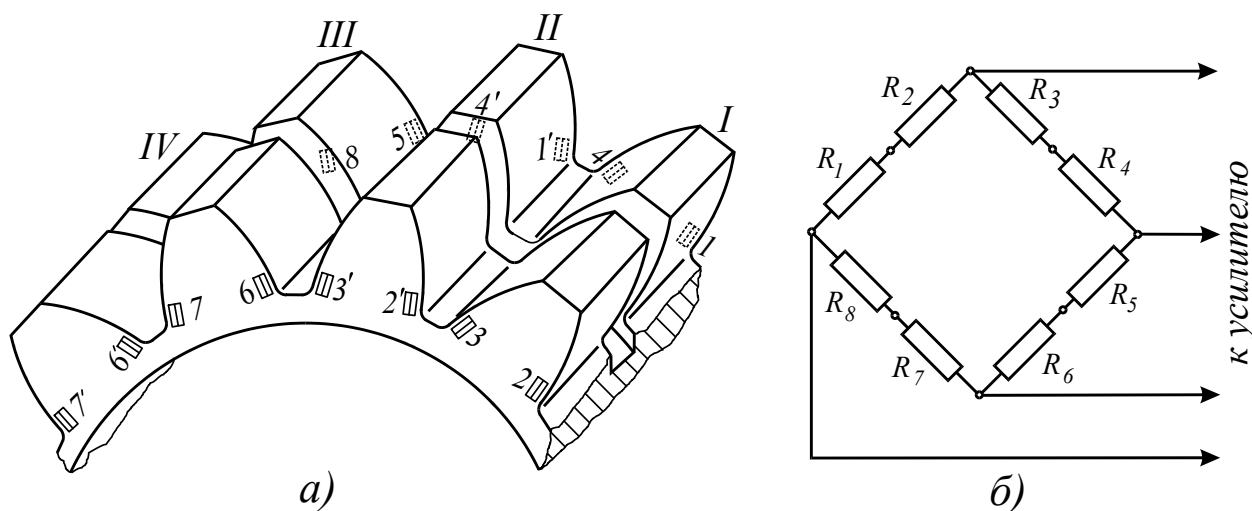


Рис. 1 – Экспериментальное определение коэффициента перекрытия

а) размещение тензорезисторов на зубьях зубчатого колеса;

б) схема соединения тензорезисторов

Сигналы от тензодатчиков через много контактное токосъемное устройство подводилось к усилителю, а затем к гальванометрам осциллографа. Одновременно фиксировался момент на валу шестерни. Время работы зубьев измерялось по записи сигнала генератора с частотой 500 Гц.

Коэффициент перекрытия определялся по осциллограммам как отношение времени, в течение которого зуб шестерни воспринимал нагрузку (t_z), ко времени, в течение которого шестерня поворачивается на один угловой шаг зубьев (t_γ)

$$\varepsilon = \frac{t_z}{t_\gamma} \quad (3)$$

На рис.2 представлены осциллограммы работы зубьев шестерни при примерно одной в той же величине крутящего момента $T_{ш}$.

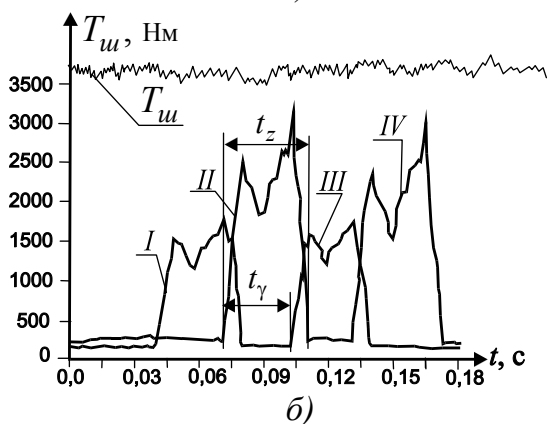
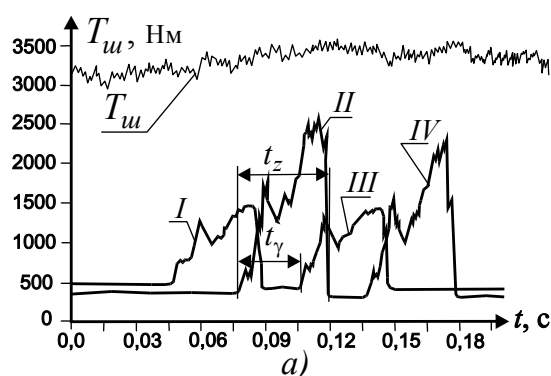


Рис. 2 – Сигналы тензорезисторов, наклеенных на зубья I...IV (рис. 1); а) до заедания; б) после заедания.

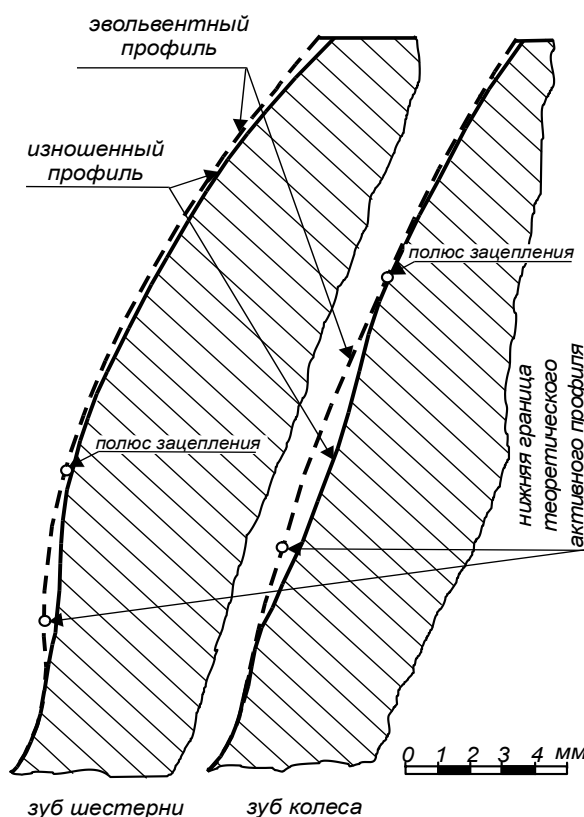


Рис. 3 – Характер искажения рабочих профилей зубьев в результате износа, вызванного заеданием

Испытания исследуемой зубчатой передачи показали, что при определенных условиях проведения эксперимента наблюдается заедание рабочих поверхностей зубьев, в результате чего поверхности трения сильно изнашиваются. При этом активный профиль зуба искажается. Величина отклонения действительного профиля от теоретического (эвольвентного) различна в зависимости от условий проведения опыта - уровень нагрузки, марка масла и т.д. На рис. 3 представлены профили зубьев шестерни и колеса после сильного заедания, а, следовательно, и сильного износа.

На численное значение коэффициента перекрытия, определяемого по осциллограммам, влияют такие случайные факторы, как разность основных шагов зубьев шестерни и колеса, колебание вращающего момента, колебание скорости протяжки фотобумаги в осциллографе и т.д. Для сведения к минимуму влияния случайных факторов параметры t_γ и t_z определялись как средние значения для четырех зубьев, сигналы о работе которых фиксировались на осциллограммах (рис. 2). Определение коэффициента перекрытия производилось при номинальной нагрузке. Результаты экспериментального определения коэффициента перекрытия приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты экспериментального определения коэффициента перекрытия (по осциллограммам на рис. 2)

Профиль зуба	$t_\gamma, \text{с}$	$t_z, \text{с}$	ε
теоретический	0,0296	0,0361	1,22
неизношенный	0,0295	0,0415	1,40
изношенный	0,0286	0,0364	1,27

Из табл. 2 следует, что коэффициент перекрытия, вычисленный по формуле (1) равен 1,22. Под нагрузкой этот коэффициент увеличился до 1,40, что объясняется увеличением расстояния между зубьями за счет их упругой деформации, не учитываемой в теоретической формуле. После искажения профилей, вызванного заеданием, коэффициент перекрытия уменьшился до 1,27. Следует подчеркнуть, что значение коэффициента перекрытия, вычисленное по формуле (2) равняется 1,48. Анализ показал, что эту формулу можно рекомендовать только для зубчатых передач без смещения исходного контура.

Выводы. Упругость зубьев под нагрузкой приводит к увеличению коэффициента перекрытия на 15% по сравнению с моделью абсолютно жестких зубьев. В тоже время сравнительно небольшое искажение профиля зубьев (порядка 0,05 модуля), вызванное износом зубьев, приводит к уменьшению коэффициента перекрытия на 9%.

Список литературы. 1. Зубчатые передачи: Справочник/ Е.Г. Гинзбург и др. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1980. – 416 с. **2.** Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение. 1988. – 368 с. **3.** Онищенко В.П. Влияние легированной смазки на долговечность зубчатых колес угольных комбайнов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Донецк, Донецкий политехнический институт, 1972. **4.** Walentyn Oniszczenko Modelowanie zarysu profilów w procesie zatarcia zębów przekładnie zębatych // Maszyny Dźwigowo-transportowe, Nr 3/2001, “Detrans”- Bytom (PL). – S. 5-9.