

ПЕРЕКРЫТИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Федосеева А.А., Умнов В.И.

*Иркутский национальный исследовательский технический университет,
Иркутск*

Ключевые слова: зубчатая передача, перекрытие зацепления, коэффициент перекрытия, избыточная связь, многопарное зацепление.

Аннотация. Статья посвящена анализу одного из качественных параметров зубчатой эвольвентной передачи – перекрытию зацепления. Приводятся экстремальные и рекомендуемые значения теоретического коэффициента торцового перекрытия для прямозубых цилиндрических колес. Показано, что определение коэффициента торцового перекрытия на основе предварительно выбранных параметров передачи для идеальных зубчатых колес следует рассматривать как важную предварительную оценку качества зацепления.

OVERLAPPING ENGAGEMENT OF INVOLUTE CYLINDRICAL GEARS

Fedoseeva A.A., Umnov V.I.

Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk

Keywords: gear transmission, engagement overlap, overlap coefficient, redundant coupling, multiple engagement.

Abstract. The article is devoted to the analysis of one of the qualitative parameters of the gear involute transmission – the overlap of engagement. Extreme and recommended values of the theoretical end-to-end overlap coefficient for spur gears are presented. It is shown that determining the end-to-end overlap coefficient based on preselected transmission parameters for ideal gears should be considered an important preliminary assessment of engagement quality.

Передача движения зубчатыми колесами осуществляется попеременно одной или несколькими парами зубьев. Чтобы обеспечить непрерывность движения, следующая пара зубьев должна войти в зацепление до того, как наблюдаемая пара зубьев выйдет из контакта. Длительность многопарного зацепления принято характеризовать коэффициентом перекрытия. ГОСТ 16531-83 определяет коэффициент торцового перекрытия ε_α цилиндрической зубчатой передачи как отношение угла торцового перекрытия к его угловому шагу.

Отмечая важность коэффициента перекрытия Э.Б. Вулгаков в своей монографии по теории эвольвентного зацепления пишет [1]: «если угол зацепления – фундамент схемы или здания зацепления, то коэффициент перекрытия – параметр, наполняющий это здание шумом» и отмечает: «чем больше коэффициент перекрытия, тем при прочих равных условиях меньше шум у работающей зубчатой передачи». Э.Бакингом, известный английский ученый, называл этот шум музыкой зубчатой передачи.

В статье Л.Т. Дворникова и И.А. Жукова [2] утверждается, что движение зубчатых колес при наличии более одного контакта зубьев невозможно, т.е. невозможно перекрытие зацепления. Доказательство этого положения основано

на использовании структурной формулы П.Л. Чебышева, по которой подвижность системы определяется:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где n – число подвижных звеньев ($n = 2$), p_5 – число кинематических пар пятого класса ($p_5 = 2$), p_4 – число кинематических пар четвертого класса (пар зацепления).

Как считают авторы статьи при однопарном зацеплении $p_4 = 1$, $W = 1$, а при вхождении второй пары $p_4 = 2$, $W = 0$, т.е. система получает избыточную связь и теряет подвижность. Однако практика показывает, что при вхождении в зацепление второй пары зубьев подвижность зубчатого механизма сохраняется и происходит перераспределение нагрузки между зубьями. По определению высшая кинематическая пара зацепления представляет собой сопряжение, элементом которого является линия зацепления. При вхождении второй пары зубьев появляются дополнительные элементы сопряжения, но закон движения звеньев не меняется, по-прежнему следует считать $p_4 = 1$. На это указывает и Л.Н. Решетов, внёсший большой вклад в разработку рациональных механизмов без избыточных связей, считая возникновение избыточной связи не в механизме, а в паре зацепления [3]. На рисунке 2, б [2] авторы показывают зубчатое зацепление двух зубчатых колес в виде двуплечих рычагов, но изображённые профили этих рычагов очерчены линиями, не удовлетворяющими основной теореме зацепления, что может ввести в заблуждение о подвижности системы.

Отдельным видом зубчатых передач являются передачи без бокового зазора – так называемые беззазорные зубчатые передачи. Наличие дополнительной избыточной связи при контакте не только по рабочему, но и нерабочему профилю зубьев еще более увеличивает избыточность в паре зацепления.

Наименьшее значение коэффициента торцового перекрытия прямозубых передач ГОСТ 16532-70 рекомендует устанавливать: $\varepsilon_{\alpha \min} = 1,2$. Уменьшение ε_{α} менее 1,2 нежелательно, хотя теоретически перекрытие зацепления может происходить при предельном значении $\varepsilon_{\alpha \min} = 1$.

Наибольшее значение коэффициента торцового перекрытия в эвольвентных цилиндрических прямозубых передачах внешнего зацепления $\varepsilon_{\alpha \max} = 1,98$. В статье [2] приводится фраза из обзорной статьи магистрантов и их руководителя Б.М. Изнаирова о методах изготовления зубчатых колес, изданной в сборнике статей научно-практической конференции [4], что «теоретически минимальное значение коэффициента перекрытия для прямозубых колес $\varepsilon = 1,98$ ». Ошибочно прочитав слово «максимальное» как «минимальное» в этой фразе, авторами статьи понято так, что «одна пара находится в зацеплении всего 0,02 времени зацепления».

Приведем обоснование определения наибольшего значения коэффициента торцового перекрытия. Коэффициент перекрытия может быть определен как отношение длины активной линии зацепления к шагу по основной окружности [5]. Длина активной линии зацепления не может быть больше длины отрезка $\overline{AB}$ стандартного исходного контура, как показано на рисунке 1[6]:

$$\overline{AB} = h_{wp} / \sin \alpha_p = 2m / \sin \alpha_p,$$

где h_{wP} – общая высота стандартного исходного контура, $h_{wP} = 2m$; m – модуль; α_P – угол профиля.

Шаг по основной окружности $p_b = \pi m \cos \alpha_P$.

Тогда получаем максимальный коэффициент перекрытия при $\alpha_P = 20^\circ$:

$$\varepsilon_{\alpha \max} = \frac{\overline{AB}}{p_b} = \frac{2m / \sin \alpha_P}{\pi m \cos \alpha_P} = \frac{4}{\pi \sin 2\alpha_P} = 1,9808.$$

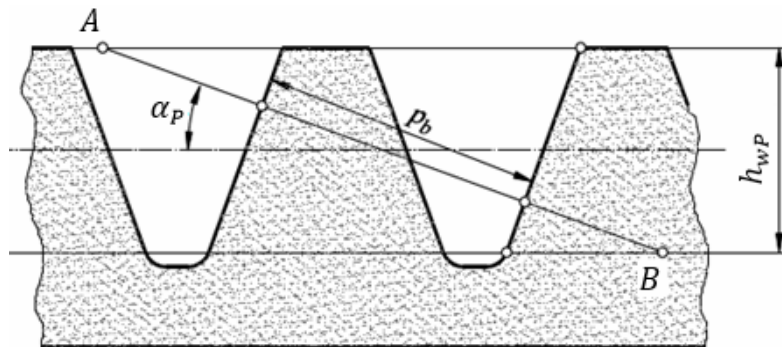


Рис. 1. К определению $\varepsilon_{\alpha \max}$

Ф.Л. Литвин в монографии по теории зубчатых зацеплений [7] отмечает, что корригированием профилей зубьев можно получить двупарное зацепление в полюсе, т.е. показывает один из методов получения коэффициента торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha \geq 2$. В книге «Основы теории эвольвентной зубчатой передачи» В.А. Гавриленко пишет, что «в случае, если необходимо передавать большие усилия (большие мощности), ... то эти передачи осуществляют с высоким коэффициентом перекрытия ($\varepsilon = 2...5$ и более)...» [8]. Зубчатые передачи с многопарным зацеплением могут быть реализованы с применением высотно-профильной модификации исходного контура [9].

Коэффициент торцового перекрытия является важным входным параметром для многих задач проектирования и расчета. Так при расчете по ГОСТ 21354-87 на контактную выносливость коэффициент ε_α входит в определение коэффициента Z_ε , учитывающего длину контактных линий. При расчете на изгибную выносливость коэффициент ε_α входит в определение коэффициента Y_ε , учитывающего перекрытие зубьев.

Определение коэффициента торцового перекрытия на основе предварительно выбранных параметров передачи для идеальных зубчатых колес следует рассматривать как важную предварительную оценку качества зацепления. Фактическое значение коэффициента перекрытия должно учитывать точность зубчатой передачи и упругие деформации зубьев под действием нагрузки.

Список литературы

1. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1995. – 320 с.
2. Дворников Л.Т., Жуков И.А. Принципиальные уточнения понятия перекрытия зацепления эвольвентных зубчатых передач // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2022. – №16. – С. 37-45.

3. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. – М.: Машиностроение, 1967. – 208 с.
4. Чикунов А.И., Чудинов И.В., Орлов И.П., Изнаиров Б.М. Методы получения зубчатых передач // Инновационное развитие науки и образования: сборник статей VI Международной научно-практической конференции. В 2 ч. Ч. 1. – Пенза: МЦНС «Наука и Просвещение». – 2019. – С. 111-114.
5. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Наука, Глав. ред. физ.-мат. лит., 1975. – 640 с.
6. Jelaska D. Gears and Gear Drives. – A John Wiley & Sons Ltd. Publication. – 2012. – 462 p.
7. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
8. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. – Изд. 2-е, перераб. – М.: Машиностроение, 1969. – 432 с.
9. Мельников В.З. Обеспечение качества зубчатых передач на основе реализации многопарного зацепления // Машиностроение и инженерное образование. – 2013. – №1. – С. 2-8.

Сведения об авторах:

Федосеева Алёна Алексеевна – студент;

Умнов Виктор Иванович – старший преподаватель кафедры конструирования и стандартизации в машиностроении.