

УДК 621.833

*В.А. ПАВЛОВ, В.В. НЕМЦЕВ, ХНАДУ*

### **ОПТИМИЗАЦИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ПЕРЕКРЫТИЯ**

Розглянуто вплив параметрів евольвентної зубчастої передачі на її коефіцієнт перекриття. Підвищення цього коефіцієнту приведе до зниження навантаження на зубець в два рази. Це дозволить підвищити довготривалість передачі в 6 разів. Досягти цього можна за допомогою зниження кута зацеплення до 15°.

Influence of parameters of involute gearing on its factor of overlapping is considered. The increase in this factor will lead to decrease in loading on a tooth twice. It will allow to increase durability of transfer to 6 times. To reach it, it is possible by decrease in a corner of gearing up to 15 degrees.

**Постановка проблеми.** Наиболее важными характеристиками зацепления следует считать коэффициент перекрытия [1], приведенный радиус кривизны, коэффициент полезного действия и коэффициент удельного скольжения [2]. К сожалению, между ними такая сложная связь, что с улучшением одного показателя ухудшаются другие. Например, с увеличением угла зацепления уменьшается коэффициент перекрытия, с увеличением чисел зубьев шестерни увеличивается коэффициент перекрытия, но при этом возрастают габариты передачи.

**Цель работы** – установить наиболее оптимальные характеристики зацепления для применения их в проектных расчетах.

**Решение поставленной проблемы** будем ставить в зависимость от коэффициента перекрытия, поскольку от него зависят в первую очередь прочностные характеристики зубчатой передачи.

Определение коэффициента перекрытия для прямозубчатого колеса с эвольвентным зацеплением производится по формуле, приводимой во многих справочниках и пособиях, например, [1, 3, 4], из которой видна зависимость этого коэффициента от длины активной части линии зацепления АВ и угла зацепления  $\alpha$

$$\varepsilon = AB / (\pi \cos \alpha). \quad (1)$$

Длину участка АВ линии зацеплений [5] можно выразить через абсциссы точек входа в зацепление и выхода из него. Делается это для того, чтобы увидеть влияние на коэффициент перекрытия таких параметров передачи, как числа зубьев зубчатых колес и их отношения. Так, из рис. можно установить, что

$$x_A = ur \sin^2 \alpha (\sqrt{1 + (2urh + h^2) / (ur \sin \alpha)^2} - 1), \quad (2)$$

и аналогично,

$$x_B = r \sin^2 \alpha (\sqrt{1 + (2rh + h^2) / (r \sin \alpha)^2} - 1), \quad (3)$$

где  $u$  – передаточное число;  $r$  – радиус делительной окружности шестерни;  $h$  – высота головки и ножки зуба;  $\alpha$  – угол эвольвентного зацепления.

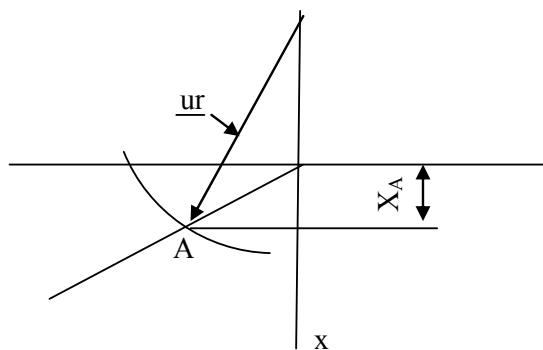


Рис. Определение координаты точки входа

Поскольку активный участок линии зацепления для эвольвентной передачи зависит от абсцисс точек входа и выхода

$$x_A + x_B = AB \sin \alpha, \quad (4)$$

то после подстановки (4) в (1) имеем выражение для коэффициента перекрытия

$$\varepsilon = (x_A + x_B)C / \pi, \quad (5)$$

где  $C$  – коэффициент, определяемый по формуле

$$C = 2 / \sin 2\alpha. \quad (6)$$

Расчеты коэффициента перекрытия для эвольвентного зацепления некорригированной прямозубчатой цилиндрической передачи с передаточным числом  $u=2$  позволяют сделать заключение, что при проектировании новых приводов и редукторов надо избегать сложившихся стереотипов, когда проектанты с целью уменьшения габаритов передачи старались уменьшать числа зубьев шестерни, а это приводило к необходимости корригирования, чтобы избежать подрезания зубьев и интерференции. Нужен иной, более осмысленный подход к проектированию. Если даже несколько увеличить число зубьев, то, даже проигрывая в весе и габаритах, значительно возрастает прочность. А это приведет к увеличению ее долговечности.

Другой, еще более ценный подход – уменьшение угла зацепления. Опять-таки, проектанты всегда считали, что возрастает прочность зацепления, так как возрастает приведенный радиус кривизны в зацеплении, и, следовательно, повышается контактная прочность зубьев. Однако это не так. С увеличением угла зацепления возрастает нагрузка на зубья, а коэффициент перекрытия, который определяет число пар зубьев в зацеплении, уменьшается. Другой путь – уменьшение угла зацепления в допустимых пределах – приведет к одновременному уменьшению нагрузки и увеличению коэффициента перекрытия (см. табл.). Попутно происходит уменьшение скольжения в зацеплении. Все это даст увеличение прочности и долговечности передачи.

Таблица.

Значения коэффициента перекрытия передачи с малыми углами зацепления

$\alpha$	$u$	$Z=16$	$Z=20$	$Z=24$
$\alpha=13^\circ$	1	3	2,55	2,22
	2	3,27	2,74	2,49
	4	3,5	2,92	2,52
$\alpha=11^\circ$	1	3,77	3,2	2,8
	2	4,15	3,52	3,05
	4	4,53	3,8	3,29
$\alpha=10^\circ$	1	4,25	3,65	3,2
	2	4,73	4	3,52
	4	5,17	4,35	3,8

Расчет коэффициента перекрытия по формуле (6) показывает, что теоретическое его значение (см. табл.) может быть достаточно большим (более 5). Однако обеспечить такое его значение практически невозможно, так как при изготовлении и монтаже, а также в процессе эксплуатации за счет погрешностей и деформаций одновременного и равноценного контакта в нескольких парах зубьев добиться нельзя. Поэтому следует, что вполне реально при коэффициенте перекрытия больше 2, добиваться постоянного контакта в зацеплении двух пар зубьев. А это позволит снизить нагрузку на зуб в некоторые моменты зацепления примерно в два раза, что приведет к повышению долговечности передачи в 6-8 раз.

**Выводы.** В результате проведенных исследований установлено, что одним из путей увеличения прочности зубчатой передачи является применение зацеплений с меньшими углами зацепления.

**Список литературы:** 1. *Козерод Ю.В.* Построение картины зубчатого зацепления: Методическое указание на выполнение курсового проектирования. – Хабаровск: Изд-во. ХаБИИЖТ, 1983. – 9с. 2. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 3. *Павлов А.И.* Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 4. *Аникин Ю.В.* Синусоидальное зацепление. – Воронеж: Изд-во Воронежского университета, 1975. – 61с. 5. *ГОСТ 16530-70.* Зубчатые передачи. Термины и определения.

*Поступила в редколлегию 30.04.08*