

## Лекция 7

### Тема: Зубчатые передачи

Содержание:

1. Общие сведения.
2. Геометрия и кинематика эвольвентных зацеплений.
3. Виды разрушения зубьев.
4. Контрольные вопросы.

#### **1. Общие сведения**

Зубчатая передача предназначена для преобразования движения с изменением угловых скоростей и моментов.

Классификация зубчатых передач по расположению валов:

- с параллельными валами (цилиндрические зубчатые колеса с прямыми, косыми и шевронными зубьями);
- с пересекающимися валами (конические колеса с прямыми, круговыми, реже косыми и даже шевронными зубьями);
- с перекрещивающимися валами (зубчато-винтовые и гипоидные колеса).

Преобразование вращательного движения в поступательное и наоборот осуществляется цилиндрическим колесом и рейкой.

Зубчатые передачи составляют наиболее распространенную и важную группу механических передач. Они применяются в широком диапазоне областей и условий работы: от часов и приборов до самых тяжелых машин с мощностью до нескольких и диаметрами зубчатых колес – свыше 10 метров. Мировое производство силовых зубчатых колес в день составляет около 2 млн. штук.

*Достоинства зубчатых передач* (в сравнении с другими механическими передачами):

- а) малые габариты;
- б) высокий КПД (одна пара имеет КПД до 0,995);
- в) большая долговечность и надежность;

г) постоянство передаточного отношения из-за отсутствия окружного проскальзывания;

д) широкий диапазон применения по  $T$ ,  $V_{\text{окр}}$  и  $u$ .

*Основные недостатки:*

1. Шумность в работе, особенно при высоких  $V_{\text{окр}}$ .
2. Невозможность изготовления бесступенчатой зубчатой передачи.

## 2. Геометрия и кинематика эвольвентных зацеплений

Основным кинематическим условием, которому должны удовлетворять профили зубьев, является постоянство мгновенного передаточного отношения передач. Этому условию удовлетворяют многие классы кривых.

Для обеспечения высокого КПД, прочности и долговечности профили должны обеспечить малые скорости скольжения и достаточно большие радиусы кривизны в точках контакта.

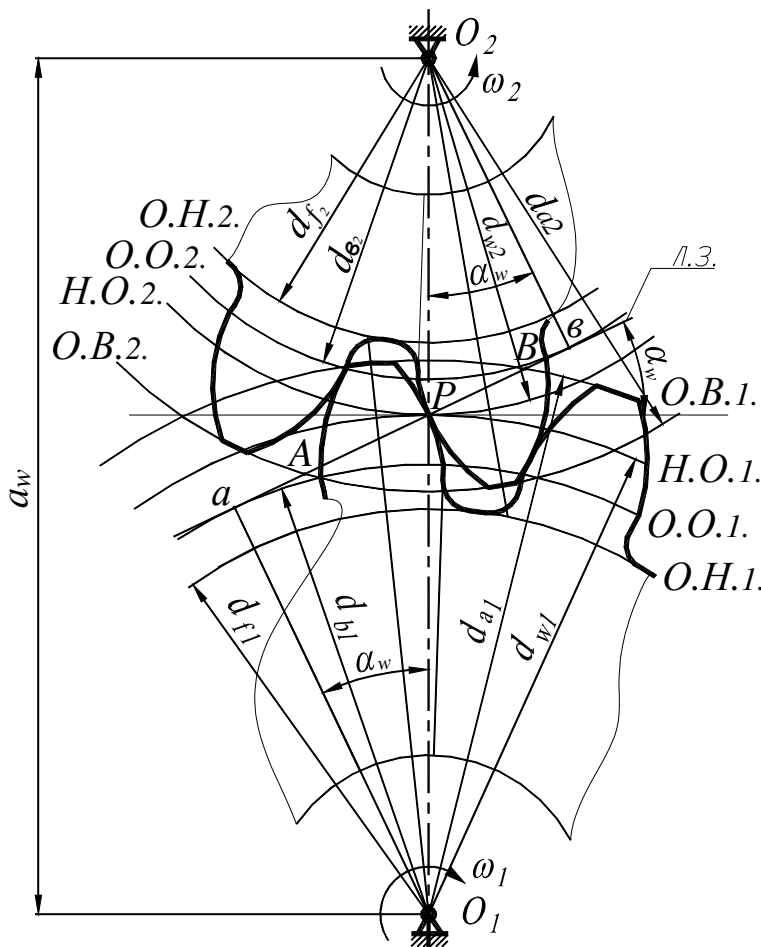


Рис. 7.1 Картина эвольвентного зацепления

Профили должны допускать легкое изготовление простым инструментом независимо от числа зубьев колес.

Всем этим условиям наиболее полно удовлетворяет эвольвентное зацепление, нашедшее широчайшее применение в машиностроении.

Любые нормальные эвольвентные колеса могут работать в паре. Эвольвентные зацепления малочувствительны к отклонениям межосевого расстояния. Нарезание эвольвентного колеса осуществляется простым инструментом, имеющим прямобочный профиль, удобный для контроля.

Допускает так называемое коррегирование или улучшение профиля зубьев простыми методами.

Зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения окружностей с диаметрами  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$  – называются начальными окружностями колес.

Диаметр основной окружности  $d_{e1} = d_{w1} \cdot \cos \alpha$ .

Элементы зубчатого зацепления стандартизованы. Основным параметром  $m$  – модуль зацепления

$$m = \frac{p_t}{\pi},$$

где  $p_t$  – окружной шаг по делительной окружности.

Исходя из равенства

$$\pi d = Z p_t,$$

получим диаметр делительной окружности

$$d = \frac{p_t}{\pi} Z = m \cdot Z,$$

$p_n$  – нормальный шаг – кратчайшее расстояние по делительному цилиндру между одноименными профилями поверхности смежных зубьев определяется следующим образом

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta,$$

где  $\beta$  – угол наклона зубьев.

Соответственно  $m_n = m_t \cdot \cos \beta$ .

при  $\alpha=20^\circ$ ,

$h_3=2m$  – глубина захода зубьев,

$C=0.25m$  – радиальный зазор.

$h_a = h_a^* m$  ( $h_a^*=0,6; 0,8; 1,0$ ) – высота головки зуба,

$h_f = h_f^* m$  ( $h_f^*=0,8; 1,0; 1,25$ ) – высота ножки зуба.

$Z_{\min}=17$  – без подреза эвольвентного профиля зуба. Коррегирование дает  $Z_{\min}=12-14$  и даже меньше.

Межосевые расстояния  $a_w$  - стандартизованы.

Ширину колес  $b$  – выбирают по установленным эмпирическим соотношениям.

Либо  $b = \psi_{ba} \cdot a_w$ ,

где  $\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого колеса по межосевому расстоянию.

Либо  $b = \psi_{bd} \cdot d_{w1}$ ,

где  $\psi_{bd}$  – коэффициент ширины зубчатого колеса по диаметру шестерни ( $\psi_{bd}=0,4 - 1,6$ ).

Либо  $b = \psi_{bm} \cdot m$ ,

где  $\psi_{bm}$  – коэффициент ширины зубчатого колеса по модулю ( $\psi_{bm}=6 - 25$ ).

### 3. Виды разрушения зубьев

#### ***Поломка зубьев.***

Наиболее опасный вид разрушения. Выход из строя передачи. Вызывается большими перегрузками ударного характера или статистического действия, много цикловой усталостью по изгибу.

Трещины появляются у корня зубьев на стороне растянутых волокон

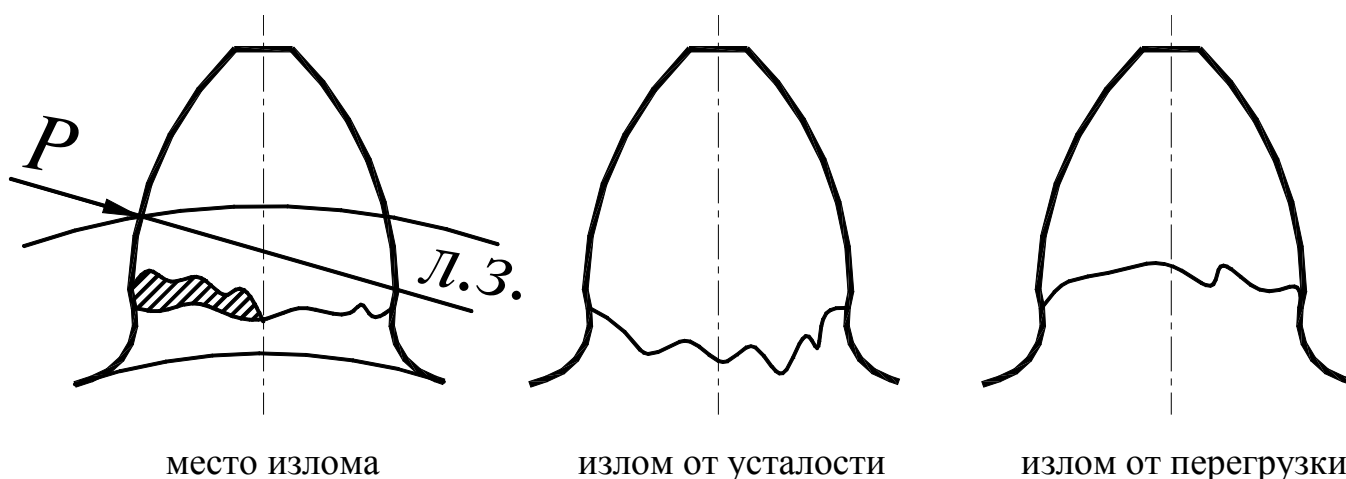


Рис. 7.2 Картина поломки зубьев

Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгиб. Для открытых передач – это проектный расчет.

#### ***Усталостное выщипывание поверхностных слоев зубьев.***

Наиболее распространенный вид повреждений зубьев для большинства закрытых хорошо смазываемых и защищенных от загрязнений зубчатых колес. На рабочих поверхностях зубьев появляются небольшие углубления - оспинки, которые затем растут и превращаются в раковины.

Выкрашивание носит усталостный характер. В каждой точке зуба контуры напряжения меняются по отнулевому циклу (а в поверхностных слоях даже по знакопеременному, хоть и не симметрично циклу). Усталостные трещины зарождаются у поверхности, где возникает концентрация напряжений. Смазка вжимается в микротрещины и приводит к отслаиванию упрочненных кусочков поверхности зубьев.

Выкрашивание наблюдается вблизи к полюсной линии со стороны ножки зуба, где меньше скорости профильного скольжения, хуже условия смазки и больше силы трения. Далее выкрашивание распространяется на ножку зуба, реже захватывает и головки зубьев. Это объясняется контактно-гидродинамической теорией смазки. Трещины на ножках направлены так, что в них смазка сначала закрепляется, а затем сжимается, способствуя отслаиванию. На головках наоборот.

В открытых передачах выкрашивание наблюдается очень редко. Поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины.

Для предотвращения выкрашивания зубья рассчитывают на поверхностную выносливость по контактным напряжениям.

Для закрытых передач – это проектный расчет, из которого определяются размеры передачи.

### ***Абразивный износ.***

Это основная причина выхода из строя открытых передач и закрытых передач, работающих в абразивной среде – горных, дорожных, строительных машин, сельхозтехнике, транспорте и некоторых других. Зубья быстроходных передач с хорошими условиями смазки сохраняют следы первичной обработки в течение нескольких лет эксплуатации. Как следствие повышения износа – шумность, заострение зубьев и их поломка.

### ***Заедание зубьев.***

Заключается в местном межмолекулярном сцеплении контактирующих поверхностей под действием высокого давления в условиях отсутствия смазочной пленки и вы-

рывании частиц с одной поверхности. Этому виду разрушения подвергаются незакаленные зубья, работающие при высоких  $V_{\text{окр}}$ .

Расчеты на заедания зубьев сводятся к проверке  $t^{\circ}\text{C}$  в местах контакта, а затем сопоставляют её с эмпирическими данными для данных материалов.

#### **4. Контрольные вопросы**

1. Классификация зубчатых передач.
2. Достоинства зубчатых передач.
3. Основной параметр зацепления.
4. Достоинства эвольвентных профилей.
5. Основные размеры зубчатых колес.
6. В чем заключается поломка зубьев ?
7. Что вызывает усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев.
8. Какие передачи наиболее подвержены абразивному износу зубьев ?
9. В чем заключается заедание зубьев ?