

## Лекция 2. Зубчатые передачи

### 1. Виды и характеристики передач

Любой машинный агрегат, будь то станок, транспортер, судовая лебедка, компрессор, пресс, представляет собой совокупность машины-двигателя, передаточного механизма и исполнительных механизмов. Наличие в этой системе передаточного механизма необходимо не только для передачи движения машины-двигателя, но и для согласования этого движения с движением исполнительных органов: преобразования вида движения, изменения величины угловой скорости, вращающего момента на валу и др.

*Механической передачей называют механизм, служащий для передачи вращательного (как правило) движения с преобразованием частоты вращения и соответствующим изменением вращающего момента.*

Механические передачи делят на передачи *трением* и передачи *зацеплением*. К первой группе относятся *ременные* и *фрикционные* передачи. Вторая группа передач зацеплением более многочисленна, в нее входят *зубчатые, червячные, волновые, цепные* передачи и передачи *винт – гайка*.

**Характеристики передач вращения.** Наиболее простым и распространенным видом движения в технике является вращательное, лучшим образом реализующее цикличность работы как двигателей, так и большинства рабочих машин. Соответственно, особое место среди всевозможных существующих механических передач занимают передачи вращения. Независимо от типа (ременная, зубчатая или другая) у любой передачи вращения имеется *входной* вал, на который подается энергия двигателя, и *выходной* вал, связанный с рабочим механизмом, т. е. с потребителем передаваемой энергии.

Параметрами движения входного вала являются подаваемая на него мощность  $N_1$ , частота вращения  $n_1$  и вращающий момент  $T_1$ . Аналогично движение выходного вала определяется мощностью  $N_2$ , снимаемой с выходного вала, частотой вращения  $n_2$  и вращающим моментом  $T_2$ .

*Характеристикой* в технике называют взаимосвязь между входными и выходными величинами, определяющими состояние технической системы, процесса, объекта, прибора, машины, выраженную в виде формулы, таблицы, графика и т. п. Главными характеристиками передач вращения являются их коэффициент полезного действия  $\eta$  и передаточное отношение  $i$ .

КПД передачи представляет собой отношение передаваемой мощности к мощности, подаваемой на входной вал:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}.$$

Передаточное отношение есть отношение частот вращения входного и выходного валов:

$$i = \frac{n_1}{n_2}.$$

В зависимости от значения  $i$  передачи делят на понижающие ( $|i| > 1$ ), которые уменьшают частоту вращения, и на повышающие ( $|i| < 1$ ), увеличивающие частоту вращения выходного вала. Понижающие передачи называют *редукторами*, повышающие – *мультипликаторами*.

Наряду с передаточным отношением в практике расчета механизмов передач вращения употребляется родственная характеристика – передаточное число, обозначаемое буквой  $u$  и определяемое как отношение большей из угловых скоростей на входе или выходе к меньшей:  $u = n_{\max} / n_{\min}$ . Передаточное число всегда больше или равно единице. Формальную математическую связь передаточного числа с передаточным отношением можно представить равенством:

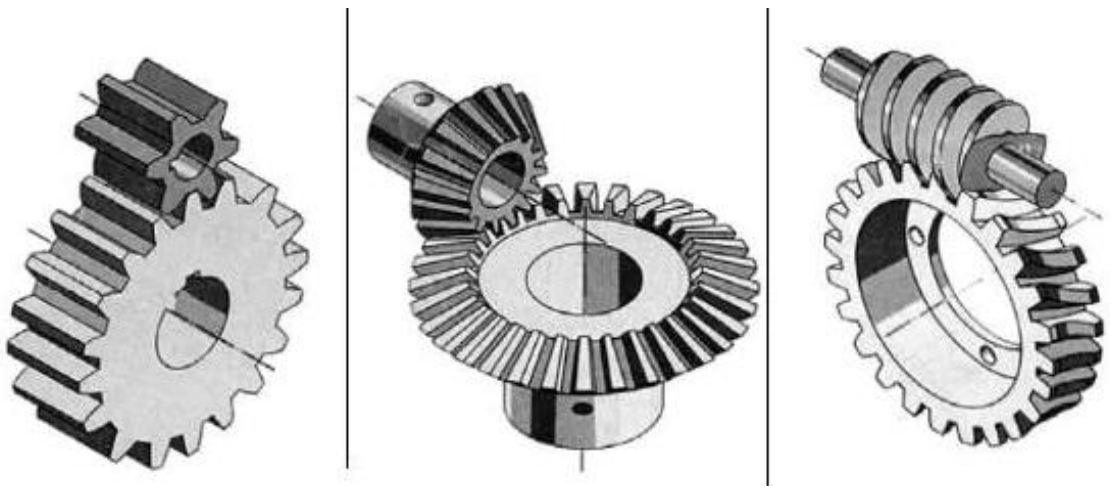
$$u = \max\left(|i|; \frac{1}{|i|}\right).$$

## 2. Зубчатые передачи

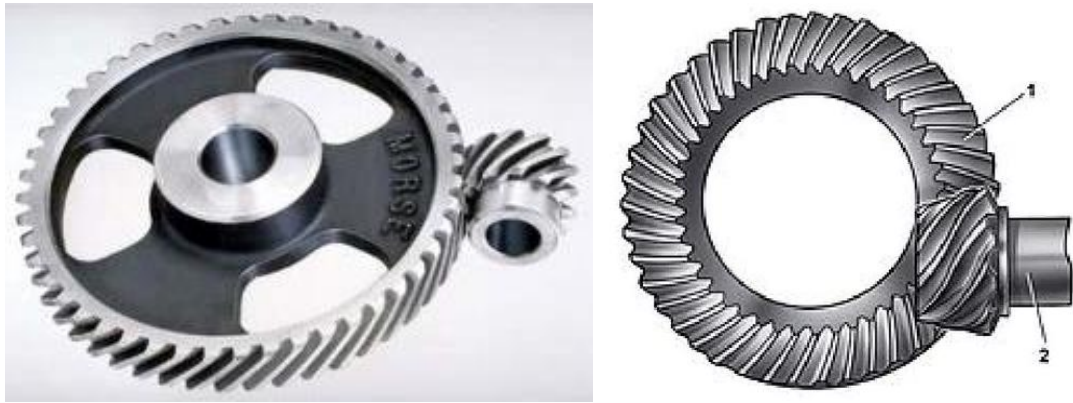
*Зубчатой передачей называют зубчатый механизм, имеющий одну степень свободы.* Простейшая зубчатая передача состоит из двух колес с числами зубьев  $z_1$  и  $z_2$ . Меньшее из колес называют *шестерней*, а большее, соответственно, – *колесом*.

В зависимости от ориентации геометрических осей валов различают передачи следующих видов:

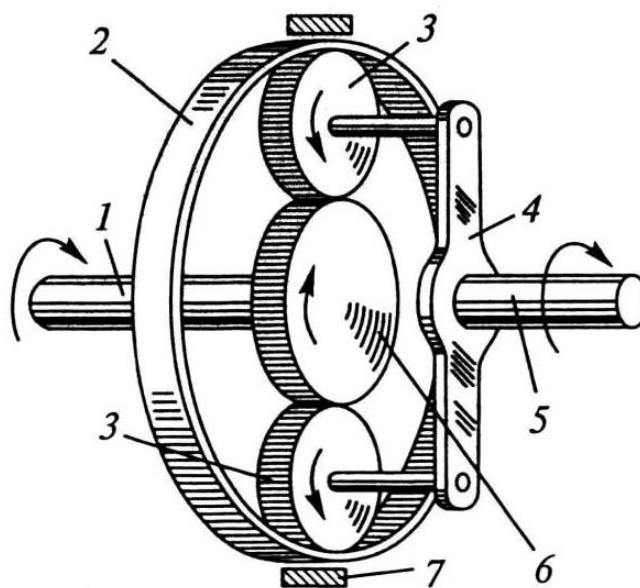
- *цилиндрические* (параллельные оси);
- *конические* (оси пересекаются);
- *гиперболоидные* (оси скрещиваются), к которым относятся *червячные*, *винтовые*, *гипоидные*.



Цилиндрическая, коническая и червячная передачи



Винтовая и гипоидная передачи



Модель планетарной передачи: 1 – ведущий вал с центральной шестерней 6; 2 – корончатое колесо (обычно неподвижно заторможено); 3 – сателлиты; 4 – водило; 5 – вал водила; 7 – тормозное устройство

По характеру движения осей:

- *обычными* или *рядовыми* (оси вращения всех колес неподвижны);
- *планетарными* (имеются подвижные оси).

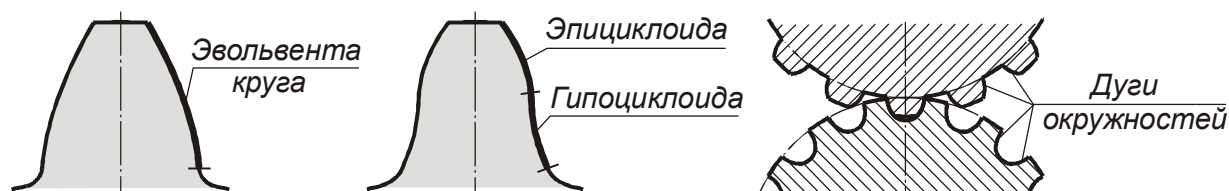
По взаимному расположению зубчатых колес:

- *внешнего* зацепления;
- *внутреннего* зацепления (одно из колес имеет внутренние зубья).

По направлению зубьев: *прямозубые*, *косозубые*; *шевронные*, *винтовые*, *с круговыми зубьями* и др.

По профилям сечения зубьев:

- с *эвольвентным* зацеплением (наиболее распространенные);
- с *циклоидальным* зацеплением (профили очерчены по эпи- и гипоциклоидам);
- с *зацеплением Новикова* (только для косозубых колес).



Профили зубьев: эвольвентный, циклоидальный, однополюсное зацепление Новикова

**Достоинства** зубчатых передач:

- компактность;
- высокий КПД;
- практически любые передаваемые мощности (до 50 МВт);
- постоянство передаточного отношения;
- большая долговечность и надежность в работе.

### 3. Краткие сведения из геометрии.

Основы строения, геометрии и кинематики зубчатых передач изучают в курсе теории машин и механизмов. Ниже приведены основные кинематические и геометрические зависимости для передач с эвольвентным профилем зубьев, которые понадобятся при проведении силового и прочностного расчетов.

Основной кинематической характеристикой зубчатой передачи является передаточное число – отношение чисел зубьев колеса и шестерни:

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Делительная окружность определяется как окружность, делящая зубья на головки и ножки. Диаметр делительной окружности в зависимости от числа  $z$  зубьев и величины модуля зацепления  $m$  дается формулой

$$d = mz.$$

Шаг зацепления по делительной окружности, или так называемый делительный шаг,

$$p_t = \frac{\pi d}{z} = \pi m.$$

Необходимым условием правильного зацепления двух колес эвольвентного профиля является равенство их шагов:  $p_{t1} = p_{t2}$ .

Межосевое расстояние

$$a_{\omega} = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(z_1 + z_2).$$

#### 4. Зубчатые редукторы

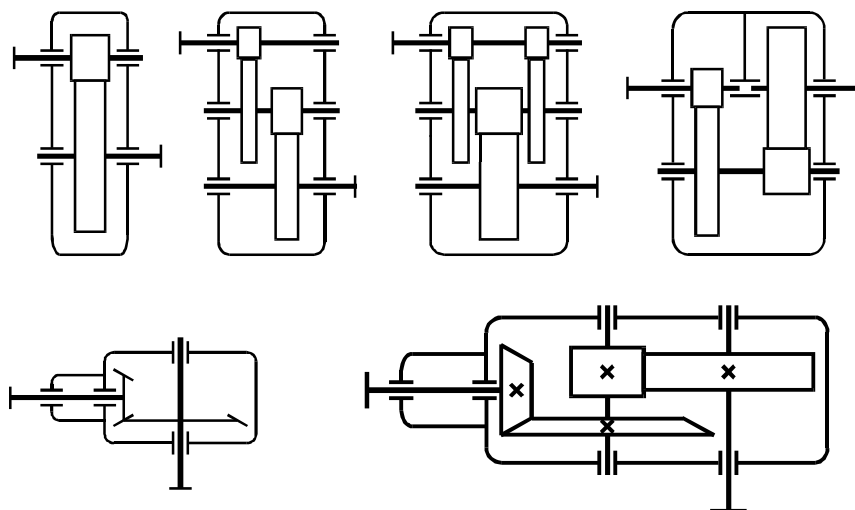
Для одноступенчатой зубчатой передачи передаточное число  $u$  равно отношению чисел зубьев большего колеса к меньшему.

По конструктивным соображениям число зубьев зубчатого колеса лежит в диапазоне  $z = 13 \dots 130$ , поэтому передаточное число одноступенчатой передачи не может превышать  $u = 10$ . Реализация большего, чем 10 передаточного числа приведет к неоправданному увеличению габаритов передачи и ухудшению ее рабочих характеристик. Реализовать более высокие значения  $u$  удастся с использованием многоступенчатых передач.

Далее речь будет идти о понижающих передачах – редукторах, как наиболее распространенном виде зубчатых передач. Более строго, *редуктором* называют передачу, установленную в закрытом корпусе и служащую для снижения угловой скорости и повышения вращающего момента на ведомом валу.

Ниже приведены наиболее распространенные схемы одноступенчатых и двухступенчатых редукторов общего назначения:

- одноступенчатый цилиндрический;
- двухступенчатый цилиндрический развернутой схемы (несимметричный);
- двухступенчатый цилиндрический с разветвляющимся потоком мощности (симметричный);
- двухступенчатый цилиндрический соосный;
- одноступенчатый конический;
- двухступенчатый коническо-цилиндрический.



На основе имеющегося опыта использования редукторов в технике выработаны следующие рекомендации по выбору того или иного типа в зависимости от требуемого значения передаточного числа  $u$ :

Тип	Диапазон $u$	Оптимальное значение $u$
Одноступенчатый	$u = 2,5 \dots 5$	—
Двухступенчатый	$u = 8 \dots 40$	$u = 24$ (18 для конич.-цил.)
Трехступенчатый	$u = 25 \dots 250$	$u = 106$ (82 для конич.-цил.)

## 5. Критерии работоспособности зубчатых передач

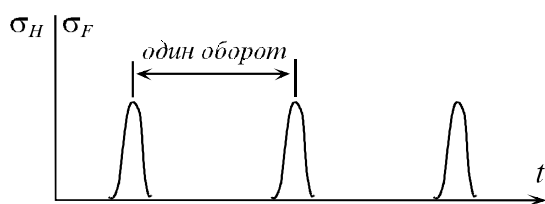
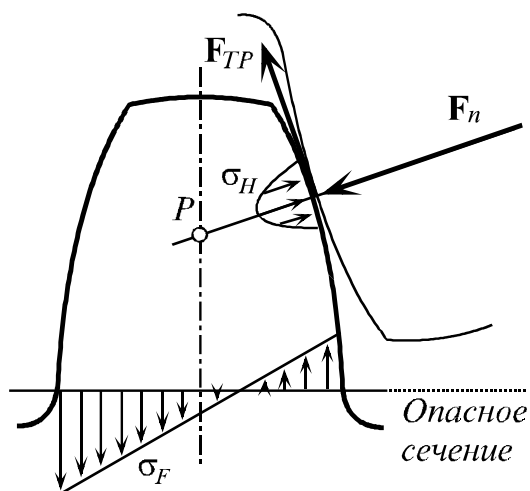
При работе ЗП на зубья колес действуют нормальная сила  $F_n$  и сила трения  $F_{TP}$ :  $F_{TP} = fF_n$ . В случае надлежащей смазки сила трения не оказывает существенного влияния на работоспособность передачи и ее исключают из рассмотрения.

Сила  $F_n$  вызывает возникновение *контактных напряжений*  $\sigma_H$ , а также *изгибных напряжений*  $\sigma_F$  в опасном сечении ножки зуба. Эти два вида напряжений и оказывают решающее влияние на работоспособность зубчатой передачи. Указанные напряжения во времени изменяются циклически, так как зуб входит в контакт лишь на незначительный промежуток времени.

Переменные напряжения являются причиной *усталостного разрушения* зубьев.

$\sigma_H$  вызывают усталостное выкрашивание поверхности зубьев преимущественно закрытых передач, работающих в условиях хорошей смазки.

$\sigma_F$  вызывают поломку зубьев. При плохой смазке возможны также износ поверхности зубьев и заедание.



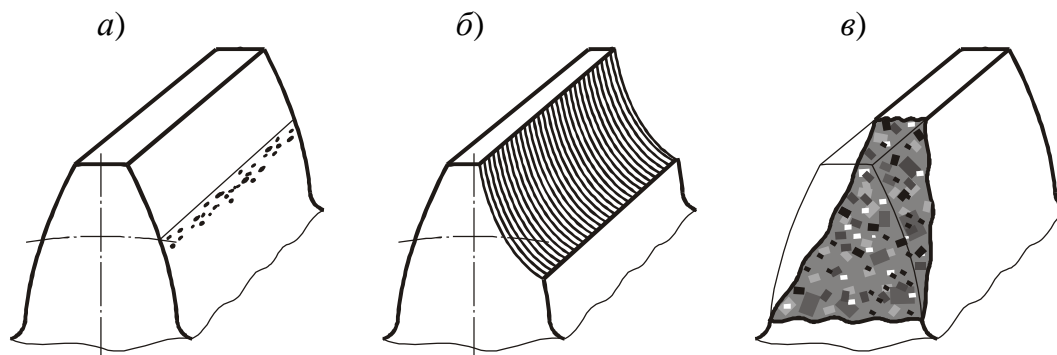
Поломка зубьев происходит обычно в районе углов, там где значительна концентрация напряжений.

Усталостное выкрашивание зубьев является основным видом разрушения для закрытых ЗП в условиях хорошей смазки. Проявляется оно в том, что в районе полюсной линии со временем образуются микротрещины, куда под давлением запрессовывается масло, и металл выкрашивается.

В условиях плохой смазки (открытые передачи) процесс износа поверхности происходит быстрее, чем выкрашивание.

Таким образом, основными критериями работоспособности зубчатых передач являются **контактная и изгибная прочность** при циклических нагрузках. Соответствующие условия прочности:

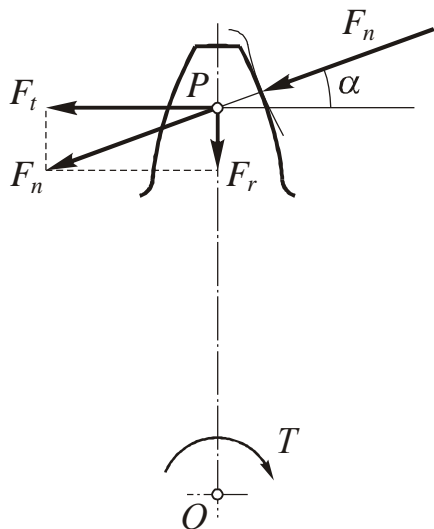
$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad \sigma_F \leq [\sigma_F].$$



а – усталостное выкрашивание; б – износ; в – поломка зуба

## 6. Силы в зацеплении прямозубых цилиндрических колес

Если в данный момент зуб колеса находится в зацеплении, на него действует нормальная сила  $F_n$ , направленная вдоль линии зацепления.



Перенесем нормальную силу  $F_n$  в полюс  $P$  вдоль линии зацепления и разложим на окружную  $F_t$  и радиальную  $F_r$  составляющие. Со стороны вала на колесо действует вращающий момент  $T$ , величина которого определяется из условия равномерного вращения колеса:

$$F_t \cdot d / 2 - T = 0,$$

где  $d$  – делительный диаметр колеса. Из этого уравнения находим окружную силу в зацеплении:

$$F_t = \frac{2T}{d}.$$

Радиальную силу находим по условию разложения  $F_n$  на стороны прямоугольника:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

где стандартное значение угла зацепления  $\alpha = 20^\circ$ .

Полная (нормальная) сила в зацеплении также выражается через окружную составляющую:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}.$$

**Расчетная нагрузка.** При расчете зубчатых передач по условиям прочности определяют максимальные значения контактных  $\sigma_H$  или изгибных  $\sigma_F$  напряжений. Используемые при этом формулы сопротивления материалов носят упрощенный характер: не учитываются некоторые особенности геометрии, точность изготовления и монтажа колес, скоростной режим, твердость поверхности зубьев и многое другое. В результате рассчитанные значения напряжений могут оказаться существенно ниже реально действующих и сконструированная передача не выдержит рабочих нагрузок.

С целью учета различного рода неблагоприятных факторов расчет передач принято проводить не по номинальному значению вращающего момента  $T$  или окружной силы  $F_t$ , а по так называемой *расчетной нагрузке*, которая выше номинальной. При этом создается необходимый запас, который страхует конструктора от ошибок упрощенного подхода к расчету передачи. Расчетная нагрузка определяется формулой:

$$F_{\text{расч}} = K F_{\text{ном}},$$

где через  $F_{\text{расч}}$  и  $F_{\text{ном}}$  обозначены расчетная и номинальная нагрузки. В зависимости от контекста это может быть вращающий момент  $T$ , окружная сила  $F_t$ , нормальная сила  $F_n$



или погонное контактное усилие  $q$ ; множитель  $K$  называют *коэффициентом расчетной нагрузки*. Его значения всегда  $\geq 1$ .

При расчете зубчатых передач коэффициент расчетной нагрузки принято разбивать на три множителя, каждый из которых учитывает определенную группу неблагоприятных факторов:

$$K = K_{\alpha} K_{\beta} K_v.$$

Данные множители имеют следующие определения:

$K_{\alpha}$  – коэффициент распределения нагрузки между зубьями. Принимаемые значения этого коэффициента зависят от точности изготовления колес и поверхностной твердости зубьев;

$K_{\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки (неравномерности распределения нагрузки по длине зуба). Значения  $K_{\beta}$  в большой степени зависят от точности монтажа передачи и жесткости валов, поскольку неравномерность нагрузки определяется, прежде всего, геометрическими перекосами колес. Влияние перекоса в большей степени сказывается на длинных зубьях, поэтому значения  $K_{\beta}$  резко возрастают при увеличении ширины  $b$  колес. Если твердость поверхности зубьев колеса  $H_2 < 350$  НВ, зубья со временем прирабатываются и влияние перекоса уменьшается. Для прирабатывающихся колес, работающих в условиях постоянной нагрузки при окружной скорости  $v < 15$  м/с, принимают  $K_{\beta} = 1$ ;

$K_v$  – коэффициент динамической нагрузки, учитывающий динамику работы передачи. Его значения зависят от окружной скорости на ободу колеса, твердости поверхности зубьев и точности изготовления зубчатой передачи.