

# Лекция 2

1. Основные виды и методы расчетов элементов механического оборудования: расчет на прочность, усталость, работоспособность и др.

2. Материалы, применяемые в транспортном машиностроении, краткая характеристика их свойств.

1

Расчеты ПС на прочность, проверка сжатых элементов конструкций на устойчивость, расчеты на усталость (деталей, работающих при переменных нагрузках), расчеты на износ (долговечность) и другие основываются на общих методах теоретической механики, строительной механики, теории упругости и науки о прочности материалов. Однако специфика условий работы ПС (повышенные требования к его прочности, габаритные ограничения, характер действующих нагрузок) вносит в них ряд изменений и уточнений.

## Расчет на прочность

Основными этапами прочностного расчета являются:

- 1) выбор расчетного режима работы рассматриваемого элемента конструкции и определение его расчетных нагрузок;
- 2) выбор расчетной схемы элемента;
- 3) выбор расчетных сечений;
- 4) определение внутренних силовых факторов в расчетных сечениях;
- 5) определение напряжений и запасов прочности конструкции по отношению к допускаемым напряжениям или соответствующих ее размеров.

1) Выбор *расчетного режима* определяется характером работы элемента конструкции.

Расчет на прочность производится при наиболее **невыгодном сочетании максимальных действующих нагрузок**, при котором на детали ПС помимо основной статической нагрузки действует ряд дополнительных динамических нагрузок, связанных с работой тяговой передачи, тормозных устройств, действиями сил инерции и т. д.

При других видах расчета выбирают другие расчетные режимы работы ПС.

Величина нагрузок, воспринимаемых элементами механического оборудования в различных режимах работы, обуславливается для пассажирского ПС числом пассажиров или его максимальной грузоподъемностью, состоянием дорожного покрытия (рельсового пути), динамикой движения и рядом других факторов, характеристики которых могут изменяться в широких пределах.

Выбор расчетных режимов и нагрузок должен нормироваться так, чтобы обеспечивать безопасность эксплуатации ПС при минимально необходимых запасах прочности.

Завышенные запасы прочности утяжеляют подвижной состав, ухудшают его весовые и эксплуатационные показатели и, в конечном счете, увеличивают стоимость.

2) Выбор *расчетной схемы* проектируемого элемента конструкции: реальная конструкция представляется в виде некоторой идеализированной расчетной схемы с более простым распределением напряжений, методика расчета которой известна.

3) За *расчетные* выбираются *сечения* элементов конструкций, в которых внутренние силовые факторы достигают максимальных величин или в которых можно ожидать их опасное сочетание, а также сечения, в которых возможна повышенная концентрация напряжений (галтели, надрезы, отверстия и т. д.).

### Методы расчета на прочность:



по запасам прочности

по допускаемым напряжениям

**Первый метод расчета:** определяют действительные максимальные напряжения в деталях с учётом концентрации напряжений на галтелях, выточках и отверстиях, в резьбовых соединениях и т. д. и запас прочности детали  $n$  по :

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\max}} \quad \text{или} \quad n = \frac{\sigma_S}{\sigma_{\max}}$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности для хрупких материалов;

$\sigma_S$  – предел текучести для пластичных материалов;

$\sigma_{\max}$  – максимальные фактические напряжения в детали.

**Второй метод:** определяют «общие» максимальные напряжения  $\sigma$  в детали без учета концентраций напряжений и сравнивают их с допускаемыми напряжениями  $[\sigma]$ :

$$\sigma \leq [\sigma]$$

В величине  $[\sigma]$  учитываются все факторы, влияющие на прочность детали: характер ее работы, перегрузки, неоднородность свойств материала, концентрация напряжений, технологические факторы, влияющие на прочность детали, и запас надежности.

**4)** Определение величины *внутренних силовых факторов* (растягивающих и сжимающих сил, перерезывающих сил, изгибающих и крутящих моментов) в расчетных сечениях деталей при статически определимой расчетной схеме производится с использованием уравнений статического равновесия.

Задача определения величины внутренних силовых факторов статически неопределимых расчетных схем более сложна, приходится дополнительно рассматривать деформацию системы (известных методов решения этой задачи метод Мора–Верещагина (метод сил)).

**5)** После определения внутренних силовых факторов => нахождение *напряжений в этих сечениях* или их размеров по величине допускаемых напряжений.

*Напряжения при растяжении-сжатии, срезе и смятии:*  $\sigma = \frac{P}{F}$ ,

где  $\sigma$  – соответствующие напряжения;  $F$  – площадь поперечного сечения элемента конструкции, площадь среза или площадь смятия;  $P$  – расчетная нагрузка.

*Максимальные напряжения при изгибе ( $\sigma$ ) и кручении ( $\tau$ ):*  $\sigma = \frac{M}{W}$ ,  $\tau = \frac{M_k}{W_k}$

где  $M$  и  $M_k$  – изгибающий и крутящий моменты;  $W$  и  $W_k$  – моменты сопротивления элемента конструкции на изгиб и кручение.

Эквивалентные напряжения  $\sigma_9$  в деталях при сложном напряженном состоянии (сочетание изгиба с кручением, кручения с растяжением-сжатием и т. д.) для пластичных материалов (стали) определяются обычно исходя из энергетической теории прочности:

$$\sigma_9 = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 3\tau_\Sigma^2}$$

а для хрупких материалов (чугуна) – по теории наибольших удлинений:

$$\sigma_9 = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 4\tau_\Sigma^2}$$

где  $\sigma_\Sigma$  и  $\tau_\Sigma$  – максимальные («общие») нормальные и касательные напряжения в детали без учета концентрации напряжений.

Расчет на прочность ведут, предполагая геометрическую неизменяемость конструкций. Однако элементы конструкций, работающих на сжатие, могут деформироваться и разрушаться из-за потери устойчивости.

Проверка на **устойчивость** заключается в сравнении напряжений, возникающих в сжатом стержне от сжимающих сил, с так называемыми критическими напряжениями, которые вызывают потерю устойчивости рассматриваемого элемента при тех же условиях нагружения.

Величина запаса устойчивости (отношение критических напряжений к напряжениям, возникающим в стержне от сжимающих сил) : 1,8...2.

## Расчет на усталость

Основными факторами, определяющими предел усталости, т. е. максимальную величину переменного напряжения, при котором деталь может работать неограниченно долго без появления трещин усталости:

1. *Степень несимметрии цикла*, оцениваемая коэффициентом  $r$ , представляющим собой отношение наименьшего напряжения цикла  $\sigma_{\text{мин}}$  к наибольшему  $\sigma_{\text{макс}}$ , взятых с их алгебраическими знаками:

$$r = \frac{\sigma_{\text{мин}}}{\sigma_{\text{макс}}}$$

2. *Материал детали* (сталь, чугун, цветные металлы) и его механические характеристики.

3. *Тип деформации* (изгиб, кручение, растяжение-сжатие или их сочетание).

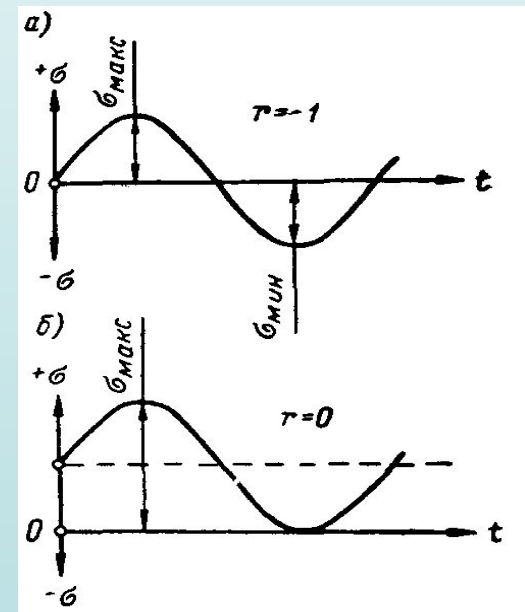
4. *Величина местных напряжений* в местах выточек, галтелей, у отверстий.

5. *Состояние поверхности* детали (чистота обработки, наличие окалины, ржавчины, царапин и пр.)

Различают:

- Симметричный цикл изменения напряжений, имеющих характеристику  $r=-1$ .

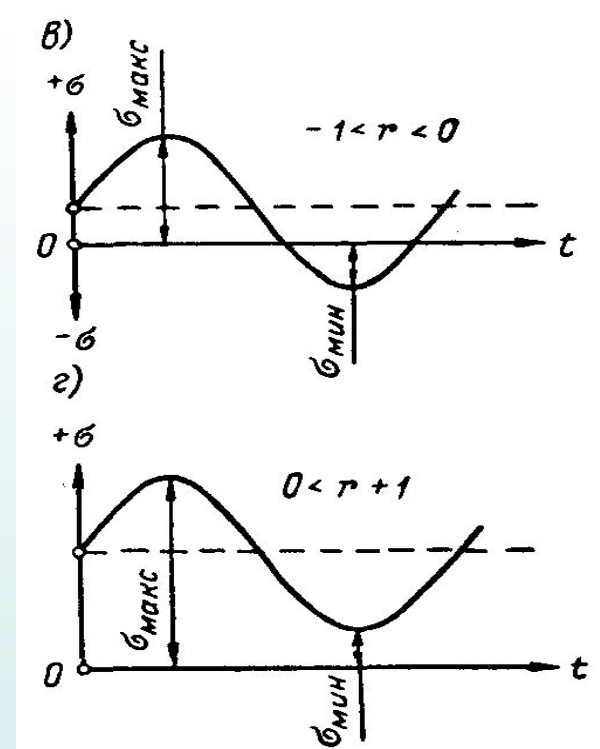
- Пульсирующий цикл изменения напряжений, имеющий характеристику  $r=0$ .



– Асимметричный цикл с неодинаковыми по величине наибольшими и наименьшими напряжениями, каждое из которых не равно нулю.

Характеристика может лежать в любой точке интервала  $-1 < r < +1$ .

Частным случаем асимметричного цикла является пульсирующий цикл  $r=0$ , а крайними случаями – симметричный цикл  $r=-1$  и режим постоянных статических напряжений  $r=+1$ .



**Расчет на усталость** сводится к определению максимальных напряжений в конструкции с учетом концентрации напряжений. Теоретический расчет – сложен; применяется метод расчета коэффициентов концентрации напряжений по графикам.

- при изгибе:  $(k_{\sigma})_д = (k_{\sigma})_0 \frac{(\epsilon_{o.k})_{\sigma}}{(\epsilon_o)_{\sigma} (\epsilon_{д.к})_{\sigma}} (1 + \Delta)$ ;      - при кручении:  $(k_{\tau})_д = (k_{\tau})_0 \frac{(\epsilon_{o.k})}{(\epsilon_o) (\epsilon_{д.к})} (1 + \Delta)$ ,

где  $(k_{\sigma})_{\ddot{a}} = \frac{\sigma_{-1}}{[\sigma]_{\ddot{a}\hat{e}}}$        $(k_{\tau})_{\ddot{a}} = \frac{\tau_{-1}}{[\tau]_{\ddot{a}\hat{e}}}$  - коэффициенты концентрации напряжения детали, представляющие собой отношение предела усталости  $\sigma_{-1}$  или  $\tau_{-1}$  «нормального» образца без концентрации напряжений к пределу усталости  $[\sigma]_{\text{д.к}}$  или  $[\tau]_{\text{д.к}}$  рассматриваемой детали с концентрацией напряжений;

(индекс «д» - деталь, «к» - наличие концентрации напряжений, «о» - образец).

$(k_{\sigma})_i = \frac{[\sigma_{-1}]_i}{[\sigma_{-1}]_{i,\hat{e}}}$   $(k_{\tau})_i = \frac{[\tau_{-1}]_i}{[\tau_{-1}]_{i,\hat{e}}}$  – коэффициенты концентрации напряжений полированного образца, выполненного из материала детали, имеющего форму детали, но отличный от нее (уменьшенный) размер  $d_0$ .

$(\epsilon_{i,d}) = \frac{[\sigma_{-1}]_{i,\hat{e}}}{[\sigma_{-1}]_{\hat{e}}}$   $(\epsilon_{\tau,d}) = \frac{[\tau_{-1}]_{i,\hat{e}}}{[\tau_{-1}]_{\hat{e}}}$  – масштабный фактор для образца детали размером  $d_0$  с концентрацией напряжений, учитывающий разницу размеров образца детали и «нормального» образца.

$(\epsilon_d) = \frac{[\sigma_{-1}]_i}{[\sigma_{-1}]}$   $(\epsilon_{\tau,d}) = \frac{[\tau_{-1}]_i}{[\tau_{-1}]}$  – масштабный фактор для образца детали размера  $d_0$  без концентрации напряжений.

$(\epsilon_{\hat{a},d}) = \frac{[\sigma_{-1}]_{\hat{a},\hat{e}}}{[\sigma_{-1}]_{\hat{e}}}$   $(\epsilon_{\tau,\hat{a},d}) = \frac{[\tau_{-1}]_{\hat{a},\hat{e}}}{[\tau_{-1}]_{\hat{e}}}$  – масштабный фактор рассматриваемой детали размером  $d \neq d_0$ , учитывающий разницу размеров  $d$  детали и «нормального» образца.

$\Delta$  – коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали (для деталей, имеющих полированную поверхность,  $\Delta = 0$ ).

## Общий ход решения задачи по оценке усталостной прочности детали

1) Определяются расчетные нагрузки и характеристики цикла нагружения для каждого вида деформации детали:  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$ ,  $\tau_{\max}$ ,  $\tau_{\min}$  и  $r$ .

2) По справочным данным находятся пределы усталости нормальных образцов из материала детали при изгибе  $\sigma_{-1}^n$ , растяжении-сжатии  $\sigma_{-1}^0$ , и кручении  $\tau_{-1}$  – при симметричном цикле нагружения.

3) Вычисляются коэффициенты концентрации напряжений  $(k_{\sigma})_d$  и  $(k_{\tau})_d$  по формулам для всех видов деформаций с помощью кривых.

4) Определяется величина предела усталости детали для всех видов деформаций при симметричном цикле нагружения  $(\sigma_{-1})_d$  и  $(\tau_{-1})_d$

$$[\sigma_{-1}]_{\hat{a}} = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_d} \quad \text{и} \quad [\tau_{-1}]_{\hat{a}} = \frac{\tau_{-1}}{(k_{\tau})_{\hat{a}}}$$



5) Определяется величина предела усталости детали для тех же условий при асимметричном цикле нагружения (если имеет место асимметрия нагрузок):

$$[p_r] = \frac{2[\sigma][p_{-1}]}{(1-r)[\sigma] + (1+r)[p_{-1}]},$$

где  $[p_{-1}]$  – предел усталости при симметричном цикле  $\sigma_{-1}$  или  $\tau_{-1}$  в зависимости от характера деформации;  $[p_r]$  – предел усталости при асимметричном цикле для деформации того же вида (т. е.  $\sigma_r$  или  $\tau_r$ );  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение для деформации данного вида при статической нагрузке;  $r$  – характеристика цикла нагружения.

6) Определяется величина запаса усталости для каждого вида деформации по отношению к общим расчетным напряжениям:

$$n_\sigma = \frac{[\sigma]_a}{\sigma} \quad \text{или} \quad n_\tau = \frac{[\tau]_a}{\tau}$$

7) Определяется величина общего запаса прочности детали по условиям усталости по отношению к общим расчетным напряжениям:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

### Расчет на работоспособность (срок службы)

Рассчитываются *детали* ПС, работающие в условиях *трения*: подшипники, зубья шестерен редукторов и др.

Расчеты производятся условными методами (различны для деталей разных видов), но общим для этих расчетов является определение расчетных нагрузок.

Расчет на работоспособность по эквивалентной нагрузке:

$$Q_{\text{эк}} = Q_0 + \frac{p}{100}(Q_{\Sigma} - Q_0)$$

где  $Q_0$  – постоянная (статическая) нагрузка детали;  $Q_{\Sigma}$  – максимальная нагрузка детали с учетом временных нагрузок;  $p$  – продолжительность действия временных нагрузок в процентах к общему времени работы детали.

Аналогично определяются и эквивалентные напряжения :

$$\sigma_{\text{эк}} = \sigma_0 + \frac{p}{100}(\sigma_{\Sigma} - \sigma_0)$$

где  $\sigma_0$  – напряжения в детали от постоянных нагрузок;  $\sigma_{\Sigma}$  – напряжения от максимальной нагрузки.

В качестве постоянной нагрузки деталей кузова и ходовых частей принимают *расчетную статическую нагрузку*. Средняя нагрузка деталей тяговой передачи определяется интегрированием кривых движения на характерном перегоне или маршруте :

$$M_0 = \frac{\sum M_i \Delta t_i}{\sum \Delta t_i},$$

где  $M_i$  – момент, развиваемый тяговым двигателем в  $i$ -тый промежуток времени;  $\Delta t_i$  – величина этого промежутка.

Интегрирование распространяется в этом случае на период езды под током (пуск или электрическое торможение).

2

**Пластмассы.** Для изготовления кузовов, пар трения, работающих как со смазкой, так и без смазки, для изготовления упругих частей сидений, мало нагруженных шестерен, изготовления фрикционных элементов тормозов ...

### Свойства, способствующие быстрому внедрению пластмасс:

- малая удельная масса ( $1...2 \text{ г/см}^3$ ), обеспечивающая значительное снижение веса конструкций;
- высокая химическая стойкость при воздействии кислот, щелочей и нефтепродуктов;
- высокие диэлектрические свойства пластмасс (в качестве изоляционных материалов);
- способность хорошо воспринимать ударные и вибрационные нагрузки;
- хорошие антифрикционные свойства. Благодаря малому коэффициенту трения подшипники из пластмасс могут работать даже без смазки ( $\mu = 0,10...0,15$ );
- простота переработки в изделия (литье, формование), обычно исключаящая необходимость в обработке резанием, и высокая производительность оборудования, применяемого для изготовления деталей из пластмасс;
- сравнительно невысокая стоимость.

### Недостатками пластмасс являются:

- малая теплопроводность (в 200...300 раз меньше, чем у стали), затрудняющая теплоотвод. Однако в отдельных случаях малая теплопроводность пластмасс является ценным свойством, например, для теплоизоляции кузовов;
- относительно малая теплостойкость большинства существующих пластмасс, ограничивающая рабочие температуры до 200...300°C;
- высокий коэффициент термического расширения, а также значительная влаго- и маслопоглощаемость некоторых пластмасс. Вследствие этого зазоры в пластмассовых парах трения должны увеличиваться на 30...60% по сравнению с зазорами в металлических парах трения;
- малая несущая способность и относительно малая твердость некоторых пластмасс.

**Резина.** Применение высокоупругой резины => большая сопротивляемость механическим и химическим воздействиям. Позволяет повысить степень шумо- и виброизоляции узлов механического оборудования. Невысокая стоимость.

Выбирая материалы для изготовления механических узлов ЭПС необходимо **учитывать** :

- *прочностные показатели* материалов должны соответствовать расчетным нагрузкам;
- *срок службы* применяемых материалов, в особенности идущих на изготовление основных базовых узлов механического оборудования, должен быть одинаков для всех деталей узла и соответствовать проектируемому сроку службы с учетом необходимых ремонтных работ;
- создание деталей *из разных материалов не должно снижать срок службы узла* в целом или, по крайней мере, наиболее дорогостоящих деталей в узле;
- детали из недолговечных материалов должны *быть легкоъемными* для возможности легкой замены во время ремонта или эксплуатации;
- *стоимость* применяемых материалов должна быть *минимальной* или *оптимальной* с учетом принятой долговечности.