

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ: ДЕТЕРМИНИРОВАННЫЙ ПОДХОД

1. *Белорусский национальный технический университет*

2. *Минский завод колесных тягачей*

Минск, Беларусь

В конкурентных условиях, особую актуальность имеют вопросы повышения качества выпускаемых машин и деталей, их технического уровня, технологичности, технико-экономических характеристик и безопасности в эксплуатации. В связи с этим возникает необходимость проектирования деталей с ограниченным запасом прочности и оптимальными массогабаритными характеристиками. Приведены основные положения методики проектного расчета валов по критериям сопротивления усталости

Применение разработанных подхода и метода расчета валов на сопротивление усталости на стадии проектирования позволяет найти наиболее приемлемый вариант конструкции, на этапе их вариантного моделирования, что позволяет сократить не только время расчётов, но и материальные затраты на этапе расчетной прочностной доводки.

Постановка задачи. В конкурентных условиях, особую актуальность имеют вопросы повышения качества выпускаемых машин и деталей, их технического уровня, технологичности, технико-экономических характеристик и безопасности в эксплуатации. В связи с этим возникает необходимость проектирования деталей с ограниченным запасом прочности и оптимальными массогабаритными характеристиками [1, 2].

Применение методов расчета на сопротивление усталости на стадии проектирования позволяет найти наиболее приемлемый вариант конструкции.

Расчет валов на сопротивление усталости проводят как проверочный по классическому условию $S_f \geq [S_f]$. Практика показывает, что расчетный коэффициент запаса усталостной прочности S_f , как правило, значительно отличается, чаще в большую сторону, от допускаемого $[S_f]$, что затрудняет получение оптимальных массогабаритных параметров валов, конструируемых на них узлов и агрегатов.

Однако эксплуатационные усталостные поломки валов и полуосей, работающих на изгиб с кручением, все же происходят (см. рис. 1), что ограничивает надежность и уровень техногенной безопасности длительно эксплуатируемых машин.



Рис. 1. Типичное усталостное разрушение полуоси заднего ведущего моста колесного трактора

Обоснование и основные принципы метода решения задачи. Для усовершенствования существующей методики, проектный расчет проводится с учетом современных технологий виртуального моделирования и количественного обоснования компоновочных решений деталей, в три этапа. Первый, применяемый на стадии анализа кинематических схем, предусматривает приближенную оценку диаметра вала по известному крутящему моменту M_k в рассчитываемом сечении и пониженным допускаемым касательным напряжениям при кручении $[\tau_k]$. Второй, применяемый на стадии анализа предварительных компоновочных решений и схем, предусматривает приближенную оценку диаметра вала по известному эквивалентному моменту M_E и эквивалентным допускаемым нормальным напряжениям при совместном действии изгиба и кручения $[\sigma_E]$. Третий этап состоит в проектном уточнении диаметра вала $M_E D_{[S_f]}$. Решением неравенства

$$S_f = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S_f] \quad (1)$$

авторами [2] предложено уравнение вида

$$D_{[S_f]} = f([S_f], M_u, M_k, \sigma_{-1}, \tau_{-1}, K_{\sigma D}, K_{\tau D}, K_{L\sigma}, K_{L\tau}, \psi_\sigma, \psi_\tau)$$

для проектного вычисления диаметра вала по критерию сопротивления усталости с учетом наиболее значимых факторов ($[M_u]$ – суммарный изгибающий момент; σ_{-1} , τ_{-1} , $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$, $K_{L\sigma}$, $K_{L\tau}$ – соответственно, пределы выносливости, коэффициенты их снижения и долговечности при действии нормальных изгибных и касательных крутящих напряжений, а ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии циклов напряжений), для применения в конструкторской практике должны быть разработаны соответствующие базы данных по параметрам, алгоритм и программа для ПЭВМ, что позволит автоматизировать расчет на стадии проектирования и интегрировать разработанный метод в САПР.

Разработка метода решения задачи. Для усовершенствования существующей методики, возможно проведение проектного расчета с учетом современных технологий виртуального моделирования и количественного обоснования компоновочных решений деталей.

Расчет проводится в три этапа.

Первый этап, применяемый в практике проектирования на стадии анализа кинематических схем, предусматривает приближенную оценку диаметра вала (2) по известному крутящему моменту M_k в рассчитываемом сечении и пониженным допускаемым касательным напряжениям при кручении $[\tau_k]$

$$D_{[\tau_k]} = 3 \sqrt{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot [\tau_k]}} \quad (2)$$

Второй этап, применяемый в практике проектирования на стадии анализа предварительных компоновочных решений и схем, предусматривает приближенную оценку диаметра вала (3) по известному эквивалентному моменту M_E в рассчитываемом сечении и эквивалентным допускаемым нормальным напряжениям при совместном действии изгиба и кручения $[\sigma_E]$ с использованием одной из известных гипотез прочности (например, – гипотезы энергии формоизменения).

$$D_{\sigma E} \geq 3 \sqrt{\frac{32 \cdot M_E}{\pi \cdot [\sigma_E]}} \quad (3)$$

Третий этап, предложенный авторами, предусматривает проектную оценку диаметра вала по уравнению, являющимся результатом решения неравенства (1), где: S_f и $[S_f]$ – соответственно, общие расчетный и допускаемый коэффициенты запаса усталостной прочности при сложном напряженном состоянии (например, совместное действие изгиба с кручением); S_σ и S_τ – соответственно, расчетные коэффициенты запаса усталостной прочности при раздельном действии изгиба и кручения, определяемые по формулам (4) и (5) [3–5].

$$S_f \sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma D}}{K_{L\sigma}} \sigma_\alpha + \psi_{\sigma m}} \quad (4)$$

и

$$S_f \tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau D}}{K_{L\tau}} \tau_\alpha + \psi_{\tau m}}, \quad (5)$$

где: σ_{-1} и τ_{-1} – соответственно, пределы выносливости материала в МПа (например, используемой марки стали, определенные на полированных образцах стандартных размеров [3, 4]) при раздельном действии изгиба и кручения;

$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ и M_k – соответственно, изгибающие, в вертикальной M_x , и в горизонтальной M_y , плоскостях и крутящий моменты, определяемые по эпюрам для рассчитываемого поперечного сечения;

σ_α и τ_α – соответственно, амплитуда нормальных и касательных напряжений в МПа при изгибе σ_u и кручении τ_k :

$$\sigma_\alpha = \sigma_u = \frac{M_u}{W_{xd}} \quad (6)$$

и

$$\tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{M_k}{2 \cdot W_{pd}}; \quad (7)$$

ψ_σ и ψ_τ – соответственно, коэффициенты чувствительности материала к амплитуде нормальных и касательных напряжений при изгибе и кручении [3–5];

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – соответственно, общие коэффициенты снижения предела выносливости вала в рассчитываемом сечении по нормальным и касательным напряжениям при изгибе (8) и кручении (9);

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_{v\sigma} \cdot K_{A\sigma}}; \quad (8)$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_{v\tau} \cdot K_{A\tau}}; \quad (9)$$

K_σ и K_τ – соответственно, коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений при изгибе и кручении [3–5];

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – соответственно, коэффициенты влияния размеров рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении [3–5];

$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ и $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ – соответственно, отношение коэффициентов концентрации нормальных

и касательных напряжений и влияния размеров рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении (принимается в уравнениях (8) и (9) для случаев наличия в соединении “вал-ступица” сборочных напряжений, способных вызвать “фреттинг-коррозию”), связанные между собой эмпирической зависимостью (10) [3, 4];

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 0,6 \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + 0,4; \quad (10)$$

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – соответственно, коэффициенты влияния шероховатости поверхности рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении [3–5];

$K_{v\sigma}$ и $K_{v\tau}$ – соответственно, коэффициенты упрочнения (как, правило – поверхностного) рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении [3–5];

$K_{A\sigma}$ и $K_{A\tau}$ – соответственно, коэффициенты упрочнения (как, правило – поверхностного) рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении [3–5];

$K_{L\sigma}$ и $K_{L\tau}$ – соответственно, коэффициенты усталостной долговечности, определяемые по формулам (11) и (12), по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении [3–5];

$$K_{L\sigma} = m_{\sigma} \sqrt{\frac{N_{G\sigma}}{N_{\sigma}}} \quad (11)$$

и

$$K_{L\tau} = m_{\tau} \sqrt{\frac{N_{G\tau}}{N_{\tau}}} \quad (12)$$

$N_{G\sigma}$ и $N_{G\tau}$ – соответственно, числа циклов до точки нижнего перелома кривой усталости в логарифмической системе координат, принимаемые с учетом расчета по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении;

N_{σ} и N_{τ} – соответственно, числа циклов до разрушения, соответствующие принятой проектной долговечности, принимаемые с учетом расчета по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении, а также – параметров нагруженности валов, например – циклограммы нагружения или критерия нагруженности K_w (например, с учетом относительного времени работы на передачах при расчете валов коробок передач) [3–6];

m_{σ} и m_{τ} – соответственно, показатели наклона левой ветви кривой усталости рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении;

Результатом решения неравенства (1) с учетом (2) – (12), получена формула (13) проектного вычисления диаметра вала по критерию сопротивления усталости с учетом наиболее значимых факторов [3–5]:

$$D = \sqrt[6]{\frac{64[S_f]^2}{\pi^2} \left\{ \left[\frac{M_K \left(\frac{K_{\tau D}}{K_{L\tau}} + \psi_{\tau} \right)}{\tau_{-1}} \right]^2 + \left(\frac{4M_u K_{\sigma} D}{K_{L\sigma} \sigma_{-1}} \right)^2 \right\}} \quad (13)$$

Для применения уравнения (13) в расчетной конструкторской практике разработаны соответствующие базы данных по всем входящим характеристикам, параметрам и коэффициентам, алгоритм и программа для вычисления диаметра, что позволит автоматизировать расчет на начальной стадии проектирования и интегрировать разработанный метод в САПР.

Первоначальные значения коэффициентов, входящих в зависимости (7)–(12), определяют по диаметру и другим геометрическим характеристикам концентраторов напряжений проектируемого сечения вала. Расчеты по формулам (10)–(13) справедливы для случаев нагружения валов на изгиб с кручением пропорционально коэффициенту динамичности действующих нагрузок.

Заключение. Обоснован метод проектной расчетной оценки массогабаритных характеристик валов по критерию сопротивления усталости. Для применения уравнений в

расчетной конструкторской практике разработаны соответствующие базы данных по всем входящим характеристикам, параметрам и коэффициентам, алгоритм и программа для вычисления геометрических характеристик валов, что позволяет автоматизировать расчеты на начальной стадии проектирования и интегрировать разработанный метод в САПР, что позволит оптимизировать конструкции валов по усталостной долговечности и массогабаритным характеристикам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда, А. Т., Капуста, П. П., Капуста, П. П.-мл. Постановка задачи конструкторско-технологического обеспечения качества колесных машин на стадиях сборки и цеховых испытаний // Наука – образованию, производству, экономике: Материалы 15-й МНТК (70-й НТК профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ) в 4 томах: т. 3, С. 217.

2. Капуста, П. П., Капуста, П. П.-мл. Разработка метода проектного расчета валов по критериям сопротивления усталости // Наука – образованию, производству, экономике: Материалы 15-й МНТК (70-й НТК профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ) в 4 томах: т. 3, С. 218.

3. ГОСТ25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Введ. 01.07.83.–М.: Изд-во стандартов, 1983. – 81 с.

4. Капуста, П. П. Расчеты на сопротивление усталости. – Мн.: Изд. БелНИИТИ, 1989. – 99 с.

5. Капуста, П. П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. – Мн.: Изд. «Технопринт», 2001. – 97 с.

6. Капуста, П. П. Методика оценки нерегулярной нагруженности деталей и конструкций машин / Вестник машиностроения. – 2005. – № 6. – С. 13–18.

Поступила 22.01.2020

УДК 620.178; УДК 621. 81: 621 – 192; УДК 681.3.06:629.114.2

Капуста П.П.¹, Лебедев О.Н.², Дидух М.П.², Шинкевич В.С.², Грихно А.А.^{1,2}

ПРОЕКТНАЯ ОЦЕНКА КОНСТРУКЦИИ РАМЫ НА СТАДИИ ЭСКИЗНОЙ КОМПАНОВКИ ЧЕТЫРЁХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ-САМОСВЛА

1. Белорусский национальный технический университет,

2. Минский завод колесных тягачей

Минск, Беларусь

На ранних стадиях проектирования грузовых автомобилей необходимо с использованием системного подхода приближенно оценить конструкцию всего изделия и его основных агрегатов и узлов. Важнейшим элементом грузового автомобиля является несущая система, включающая следующие основные агрегаты: рама, мосты, подвеска, колеса и др. Главным агрегатом является рамная конструкция, определяющая ресурс, надежность и техногенную безопасность проектируемого объекта. Решение этих задач рассмотрено на примере проектной оценки конструкции рамы с надрамником на стадии эскизной компоновки четырехосного автомобиля-самосвала. Системный подход к проектной оценке конструкции грузовых автомобилей и их основных агрегатов на ранних стадиях проектирования обеспечивает предварительную реализацию главных функциональных и эксплуатационных требований. На основании комплексного анализа проведенных аналитических и экспериментальных исследований созданы 3D модели ра-

106