

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ МАШИН С УПРУГИМИ СВЯЗЯМИ

Опыт эксплуатации и исследований металлургического оборудования свидетельствует, что одной из основных причин его внезапных отказов является усталостное разрушение деталей [1]. Значительные экономические потери, обусловленные внезапными поломками оборудования, могут быть устранены только при условии обеспечения достаточной усталостной прочности или регламентированной ограниченной долговечности деталей машин на стадии их проектирования. В связи с этим весьма актуальна задача обеспечения корректной оценки усталостной прочности деталей на этой стадии.

Проверка усталостной прочности выполняется с использованием двух основных подходов: вероятностного и детерминистического [1, 2]. Если параметры рассеяния нагрузок и прочностных характеристик материала деталей известны, то оценка усталостной прочности деталей выполняется вероятностными методами. Применение этих методов обеспечивает корректную оценку усталостной прочности деталей лишь при наличии большого объема статистической информации, отражающей результаты наблюдений и экспериментальных исследований подобного оборудования в процессе эксплуатации. Примером такого многолетнего исследования может служить работа [3], в которой принимал участие один из авторов настоящей статьи. Доступность такой информации конструктору, разрабатывающему уникальное металлургическое и горнорудное оборудование, явление достаточно редкое. В связи с этим на стадии проектирования применяется известный с 40-х годов детерминистический метод расчета [2], не учитывающий отклонения нагрузок и параметров прочности детали от их номинальных значений. При использовании такого подхода конструкторы иногда вынуждены исключать из рассмотрения динамические нагрузки в силовых цепях машины и их влияние на усталостную прочность деталей. Процессы эти, обусловленные податливостью деталей и запасаемой в них энергией, существенно влияют на величину нагрузок и, в ряде случаев, оказывают решающее влияние на усталостную прочность деталей тяжелых машин [4]. Для большого класса машин работающих без реверсирования или с редкими реверсами (например непрерывные прокатные станы) представляется возможным оценить влияние указанных процессов на усталостную прочность валов их приводов на основе известных зависимостей [2].

В работе излагаются результаты исследования влияния динамических процессов на точность расчета усталостной прочности валов. Исследование выполнено для случая, когда касательные напряжения  $\tau$ (МПа) оказывают решающее воздействие на усталостную прочность детали, а проектируемая машина работает без реверсирования или с редкими реверсами.

На стадии прочностных расчетов деталей, образующих силовую цепь проектируемой машины, конструктору, как правило, известны их размеры и форма а также передаваемые ими: статические нагрузки. Исходными данными служат заданные технологические нагрузки и параметры примененных в машине приводных двигателей, выбранных на предыдущих стадиях проектирования. Расчет на усталостную прочность проводится по наибольшей часто повторяющейся нагрузке, к которой приводятся все остальные [5, 6]. Условие обеспечения усталостной прочности детали в проверяемом сечении записывается в виде [5-7]:

$$S \geq [S], \quad (1)$$

где  $S$  - общий коэффициент запаса прочности по пределу выносливости;  $[S] = 1,3 \dots 2,5$  - допускаемый коэффициент запаса прочности по пределу выносливости.

Коэффициент  $S$  определяется по частным коэффициентам запаса прочности по касательным  $S_\tau$  и нормальным напряжениям  $S_\sigma$  [5,6]:

$$S = \frac{S_\tau \times S_\sigma}{\sqrt{S_\tau^2 + S_\sigma^2}}. \quad (2)$$

В дальнейшем будем рассматривать случай, когда на запас прочности основное влияние оказывает величина  $S_\tau$ . Определим соотношение  $S_\tau$  и  $S_\sigma$  при котором можно принять  $S \approx S_\tau$ . Обозначим:

$$E_{\sigma\tau} = \frac{S_\sigma}{S_\tau}, \quad E_{st} = \frac{S}{S_\tau} \quad (3)$$

Тогда зависимость (2) можно привести к виду:

$$E_{st} = \frac{E_{\sigma\tau}}{\sqrt{(E_{\sigma\tau})^2 + 1}}. \quad (4)$$

График зависимости (4), построенный с использованием пакета программ Mathcad 6.0 PLUS приведен на рис. 1.

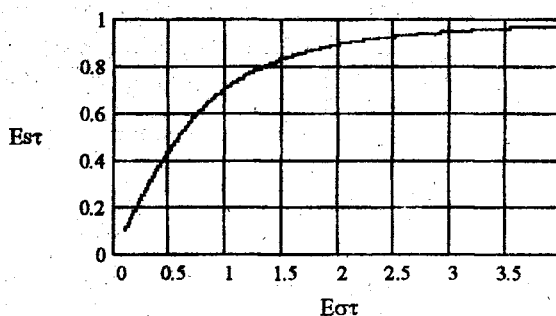


Рис.1 - Зависимость относительного запаса прочности  $E_{st}$  от отношения запасов прочности по нормальным и касательным напряжениям  $E_{\sigma\tau}$ .

Из приведенных на графике данных следует, что при  $E_{\sigma\tau} \geq 2$  отклонение общего запаса прочности  $S$  от запаса прочности по касательным напряжениям составит менее 15%. Очевидно, что при  $E_{\sigma\tau} \geq 2$  можно принимать  $S \approx S_\tau$ . При расчете на усталостную прочность полагают, обычно, что средние значения цикла касательных напряжений  $\tau_m$  (МПа) и их наибольшие значения  $\tau_{max}$  (МПа) изменяются пропорционально напряжениям  $\tau$ , создаваемым в детали внешним моментом  $M_x$  (Нм). В этом случае выполняется условие:

$$\frac{\tau_{max}}{\tau_m} = const. \quad (5)$$

При  $E_{\sigma\tau} \geq 2$  величина  $S$  может быть определена по хорошо известной конструкторам зависимости [2]:

$$S \approx S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \times \tau_a + \Psi_{\tau} \times \tau_m} \quad (6)$$

где  $\tau_{-1}$  - предел выносливости стандартного образца из выбранного для детали материала при симметричном цикле нагружения (МПа);  $\tau_a$  - амплитуда цикла касательных напряжений (МПа);  $K_{\tau d}$  - коэффициент, учитывающий концентрацию касательных напряжений, качество обработки поверхности в проверяемом сечении а также размеры детали;  $\Psi_{\tau}$  - коэффициент чувствительности материала детали к асимметрии цикла касательных напряжений.

Значения  $\tau_{-1}$ ,  $K_{\tau d}$  и  $\Psi_{\tau}$  определяются по справочным данным (например, [1, 2, 5, 6]). Коэффициент  $K_{\tau d}$ , как правило, находится в диапазоне от 1 до 5 [5, 6]. Углеродистые стали к асимметрии цикла касательных напряжений практически нечувствительны ( $\Psi_{\tau} = 0$ ). Для легированных сталей и углеродистых с пределом прочности свыше 500 МПа  $\Psi_{\tau} = 0,05 \dots 0,15$  [6].

Если проектируемая силовая цепь работает без реверсирования или с редкими реверсами то принимают, что касательные напряжения изменяются по отнулевому пульсирующему циклу. В этом случае [5, 6]:

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \times \tau. \quad (7)$$

Подставляя (7) в (6) и обозначив  $C_{\tau} = \tau/\tau_{-1}$  получаем выражение для запаса прочности по усталости в виде:

$$S \approx S_{\tau} = \frac{2}{C_{\tau} \times (K_{\tau d} + \Psi_{\tau})}. \quad (8)$$

Воздействие динамических нагрузок приводит к тому, что условие (5) не выполняется. Изменение касательных напряжений происходит по асимметричному циклу. При том же значении  $\tau$ , обусловленном действием внешнего момента, наибольшие напряжения в детали  $\tau_{\max}$  могут превосходить их в  $Kd = 1 \dots 5$  раз\*, их среднее значение и амплитуда колебаний определяются по зависимостям:

$$\tau_m = \tau, \quad \tau_a = \tau \times (Kd - 1). \quad (9)$$

При условии, что  $E_{\sigma\tau} \geq 2$  общий запас прочности по усталости определяется по выражению [2]:

$$S \approx S_{\tau} = \frac{\tau_{-1} - \Psi_{\tau} \times \tau}{\tau \times ((Kd - 1) \times K_{\tau d})} = \frac{1 - \Psi_{\tau} \times C_{\tau}}{C_{\tau} \times (Kd - 1) \times K_{\tau d}} \quad (10)$$

В отличие от расчета по (6) минимально допускаемое значение запаса прочности по усталости в этом случае  $[S] = 2,5$  [6]. Анализ зависимостей (8) и (10) свидетельствует, что при  $\Psi_{\tau} = 0$  и  $1 < Kd < 1,5$  расчет по зависимости (10) даёт завышенные значения  $S$ . (Особенно при  $Kd$  близком к единице). Для сталей, чувствительных к асимметрии цикла касательных напряжений ( $\Psi_{\tau} = 0,05 \dots 0,15$ ), сходная картина наблюдается при  $1 < Kd < 2,0$ . Очевидно, что в этих случаях расчет на усталостную прочность следует вести по зависимостям (6) - (8). Для сталей с

\* Отношение наибольших напряжений в рассматриваемом сечении к напряжениям, обусловленным действием внешнего момента  $M_k$ , обозначенное  $Kd$ , называется коэффициентом динамичности. При проекционном расчете величина  $Kd$  может быть определена на основе измерений, выполненных на подобном оборудовании, результатов динамического расчета проектируемой системы либо по отраслевым рекомендациям (например по ГОСТ21354-87).

$\Psi\tau = 0$  при  $K_d > 1,5$  расчет по зависимости (8) даёт значения  $S$  в  $2 \times (K_d - 1)$  раз превышающие значения  $S$ , полученные по (10). Так как величина  $[S]$  для зависимостей (8) и (10) практически совпадает ( $[S] \approx 2,5$ ), то расчет  $S$  в этом случае следует вести по зависимостям (9) и (10).

Анализ возможного влияния динамических процессов на точность расчета запаса усталостной прочности при  $\Psi\tau > 0$  и  $K_d > 2,0$  проводился при помощи пакета программ Mathcad 6.0 PLUS. Значения общего коэффициента запаса прочности  $S$  рассчитывались параллельно по зависимостям (8) и (10). Численные значения величин, входящих в соответствующие зависимости, изменялись в границах:  $C\tau$  от 0,01 до 0,8;  $\Psi\tau$  от 0,05 до 0,15;  $K_{td}$  от 1 до 5;  $K_d$  от 2,0 до 5,0. Результаты расчета выводились на принтер и на экран персонального компьютера в виде графиков, подобных представленным на рис. 2.

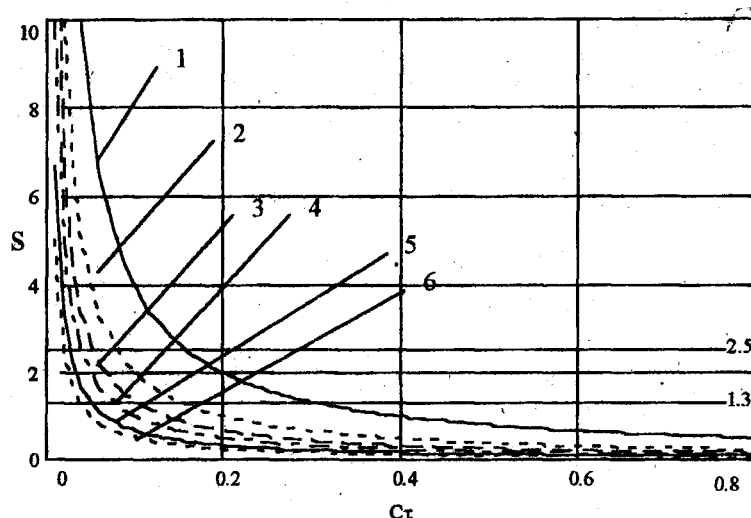


Рис. 2 - Зависимость запаса усталостной прочности  $S$  от относительного напряжения  $C\tau$  при  $\Psi\tau = 0,1$  и  $K_{td} = 5$ : 1 - по (8); 2, 3, 4, 5, 6 - по (10) при  $K_d$  равном соответственно 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0

Результаты анализа показали, что в указанном диапазоне изменения параметров  $C\tau$ ,  $\Psi\tau$ ,  $K_{td}$ ,  $K_d$  величина запаса прочности  $S$  по зависимости (8) получается примерно в  $2 \times (K_d - 1)$  раз больше, чем по зависимости (10). Учитывая, что в обоих случаях минимальный допустимый запас прочности равен примерно 2,5 можно сделать вывод, что при  $\Psi\tau > 0$  и коэффициенте динамичности превышающем 2,0 расчет сечений с  $E_{ст} \geq 2$  следует проводить по зависимостям (9) и (10). Ограничиться расчетом  $S$  по широко известным зависимостям (6) и (7) можно при условии  $S > 8$  в диапазоне  $K_d < 5,0$ .

На рис. 2 представлены типичные графики зависимости  $S$  от  $C\tau$  при среднем значении  $\Psi\tau = 0,1$  и  $K_{td} = 5,0$ . Из графиков следует, что предельное значение напряжений  $[\tau]$ , обеспечивающее минимально допустимый запас прочности  $S = 2,5$ , составляет примерно 15% от  $\tau_1$ . При динамическом процессе с  $K_d$  равными 2; 2,5; 3,0; 4,0 и 5,0 величина  $[\tau]$  по зависимости (10) составляет, соответственно, 8; 5; 4; 2,5 и 2,0 % от  $\tau_1$ , что в достаточной степени соответствует упомянутому выше соотношению.

## ВЫВОДЫ

Анализ известных зависимостей для расчета запасов усталостной прочности показал, что в случае, если определяющее влияние на прочность в проверяемом сечении оказывают касательные напряжения ( $E_{\sigma\tau} \geq 2$ ) и рассчитываемая деталь нагружается нереверсивно, проективный расчет на усталостную прочность можно вести по зависимостям (6)-(7) при условии, что ожидаемый коэффициент динамичности  $K_d < 1,5$  ( $\Psi\tau = 0$ ) либо  $K_d < 2,0$  ( $\Psi\tau > 0$ ). Если материал детали нечувствителен к асимметрии цикла касательных напряжений ( $\Psi\tau = 0$ ), а  $K_d > 1,5$ , то расчет следует вести по зависимостям (9) и (10).

Для валов из материалов с  $\Psi\tau = 0,05 \dots 0,15$  и ожидаемым  $K_d > 2,0$  расчет на усталостную прочность нужно проводить по зависимостям (9) и (10). Расчет по зависимостям (6) и (7) можно ограничиться, если полученный по ним коэффициент запаса  $S > 2 \times (K_d - 1)$ .

Таким образом, применение при расчете валов на усталостную прочность известных конструкторам зависимостей оправдано лишь для машин с низким (от полутора до двух) ожидаемым коэффициентом динамичности. При расчете валов, подверженных действию больших динамических нагрузок, применение этих зависимостей нецелесообразно.

## Перечень ссылок

1. Гребеник В. М., Цапко В. К. Надежность металлургического оборудования: Справочник, -М.: Металлургия, 1989. - 592 с.
2. Сервисен С.В., Козаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1975, - 488с.
3. Кожевников С. Н., Большаков В.И. //Труды первой всесоюзной конференции по расчетам на прочность металлургических машин. - Том 1. - С. 28 - 47,
4. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. -К.: Наукова думка, 1986. -288 с.
5. Кудрявцев В. Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов М.: Машиностроение, 1971. - 328 с.
6. Биргер И. А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёты на прочность деталей машин: Справочник. - М.: Машиностроение, 1979. - 702 с.