

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Н. В. ОЛЕШНИК, М. Г. СТАКЯН

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ОСЕЙ
ПРИ ЗНАКОПОСТОЯННОМ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Неподвижные оси (например, транспортных машин), как правило, подвергаются действию напряжений, изменяющихся по знакопостоянному асимметричному циклу. Наибольший интерес представляет рассмотрение знакопостоянных положительных циклов, поскольку очаг разрушения всегда находится на растянутой стороне оси.

Для снижения материалоемкости осей необходимо при их проектировании пользоваться современными расчетами и методиками, отражающими режим эксплуатационной нагруженности, рассеяние свойств материала и конструктивных размеров, т. е. применять вероятностные методы расчета. Выносливость осей, рассчитываемых на неограниченный срок службы, лучше всего оценивать по уравнению подобия усталостного разрушения, предложенному С. В. Серенсенем и В. П. Когасвым [1, 2], и хорошо согласующемуся с данными опытов и производственных наблюдений. Однако непосредственное его применение к случаям асимметричных циклов и особенно циклов, при реализации которых согласно диаграмме усталости возможны пластические деформации без появления усталостной трещины, затруднительно, так как в основу его вывода положено симметричное распределение напряжений в опасных сечениях, к тому же изменяющихся по симметричному циклу. Для неподвижных осей как круглых, так и некруглых характерно симметричное распределение напряжений по сечениям, поэтому вопрос о применимости к ним уравнения подобия обуславливается только характером изменения нагрузки во времени. Чтобы его решить, необходимо иметь уравнение диаграммы усталости для области циклов с коэффициентами асимметрии R , изменяющимися от 0 до 1, и на основании его получить функцию $\varepsilon(R)$ предела выносливости гладких эталонных образцов от R .

На рис. 1 показаны действительная (кривая АВС) и схематизированная (ломаная АВС) диаграммы усталости в координатах «среднее напряжение σ_m , амплитудное напряжение σ_a ». В расчетах используется схематизированная диаграмма [1]. Предположим, что она построена по данным испытаний гладких круглых образцов при плоском изгибе (предел прочности σ_b может быть отнесен к растяжению-сжатию для пластичных материалов). Заштрихованная область диаграммы соответствует циклам, при осуществлении которых появляются пластические дефор-

мации, но разрушение не происходит. Эта область наименее исследована. Естественно, поведение материалов при упруго-пластическом деформировании представляет собой сложный процесс, который не может быть отражен схематизированной диаграммой. Но так как пластические деформации для многих деталей, в том числе и осей, недопустимы в принципе (искажится форма детали), то для целей расчета диаграмму усталости в области циклов с коэффициентами $R=0 \dots 1$ можно аппроксимировать прямой BD, соединяющей точки, отвечающие предельным пульсирующему ($R=0$) и постоянному ($R=1$) циклам. Такая аппроксимация исключит появление пластических деформаций при переменных напряжениях, а если и приведет к ошибке, то небольшой, повышающей надежность расчета.

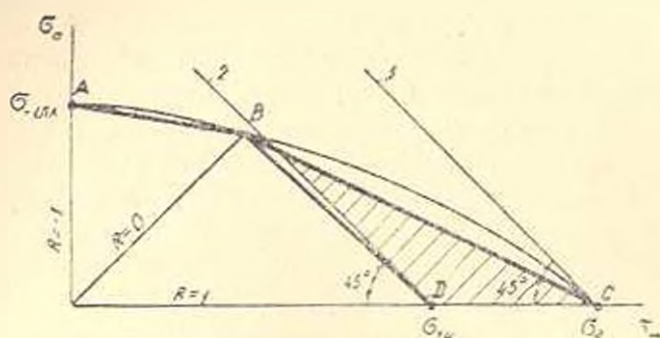


Рис. 1. Диаграмма усталости для области положительных циклов. 1 и 2 — симметричные места точек, соответствующих циклам с максимальными напряжениями, равными пределу прочности и текучести.

Уравнение прямой BD имеет вид

$$\sigma_s = (\sigma_{тл} - \sigma_m) / (2\sigma_{с} - \sigma_0) = (\sigma_{тл} - \sigma_m) / \omega, \quad (1)$$

где $\sigma_{тл}$ и σ_0 — пределы текучести и выносливости при пульсирующем цикле; $\omega = (2\sigma_{тл} - \sigma_0) / \sigma_0$ — коэффициент чувствительности материала к нагружению переменными напряжениями одного знака, аналогичный по смыслу коэффициенту $\psi_s = (2\sigma_{-1} - \sigma_0) / \sigma_0$ (σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле) чувствительности материала к асимметрии цикла. Между коэффициентами ω и ψ_s существует зависимость

$$\omega = (\sigma_{тл} / \sigma_{-1}) (1 + \psi_s) - 1. \quad (2)$$

Соотношение пределов $\sigma_{тл}$ и σ_{-1} можно вычислить по формулам, приведенным в работе [3].

Предельные амплитудное и среднее напряжения согласно уравнению (1) будут

$$\sigma_u = \sigma_{тл} / [(1 + R)(1 - R) + \omega]; \quad (3)$$

$$\sigma_m = \sigma_{тл} [1 + (1 - R)\omega / (1 + R)]. \quad (4)$$

Тогда предел выносливости σ_R образца при цикле с коэффициентом R равен

$$\sigma_R = \sigma_a + \sigma_m \quad (5)$$

и искомая функция $\sigma_R / \sigma_m = \varphi(R)$

$$\varphi(R) = 2/[1 + R + (1 - R)^m]. \quad (6)$$

Характер функции $\varphi(R)$ показан на рис. 2.

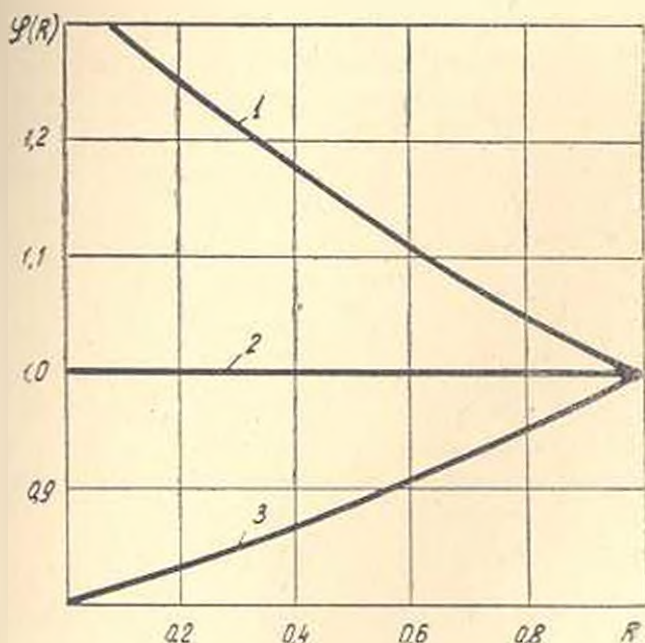


Рис. 2. Функция $\varphi(R)$ при различных коэффициентах m .
1, 2 и 3 — $m = 0,5, 1,0$ и $1,5$.

Рассмотрим, как можно использовать полученную функцию в расчетах, для чего запишем вначале уравнение подобия для осей, подверженных действию напряжений симметричного цикла при вращении [1, 2]

$$\lg(\sigma_{-1} \sigma_2 - \sigma_{\max}) = \lg(\sigma_{\max} - \sigma_{н.г.}) = A - B \lg(L/G) + n \cdot S, \quad (7)$$

где σ_{-1} — предел выносливости рассчитываемой детали при симметричном изгибе, выраженный в номинальных напряжениях; σ_2 — теоретический коэффициент концентрации напряжений при изгибе от конструктивного концентратора в опасном сечении; $\sigma_{\max} = \sigma_{-1} \cdot \sigma_2$ — максимальное напряжение у поверхности дна концентратора в предположении упругого распределения напряжений по сечению; $\sigma_{н.г.}$ — нижняя граница (минимальное значение) напряжения $\sigma_{\max}$ (вероятность разрушения детали при $\sigma_{\max} \leq \sigma_{н.г.}$ равна нулю); L/G — обобщенный критерий подобия усталостного разрушения; L — периметр или часть периметра опасного сечения, прилегающая к зоне максимальной напряженности;

$G = \sigma_0/\sigma_{max}$ — относительный градиент первого главного напряжения; G — градиент этого напряжения; A и B — постоянные для данного материала величины, определяющие начальную ординату и угловой коэффициент линии подобия в координатах $\lg(\sigma_{max} - \sigma_{н.г.})$, $\lg(L/G)$ и отражающие уровень прочности материала и его чувствительность к концентрации напряжений и масштабному эффекту; u — квантиль нормального распределения; S — среднеквадратичное отклонение случайной величины $\lg(\sigma_{max} - \sigma_{н.г.})$, подчиняющейся нормальному распределению.

Величину нижней границы представилось возможным определять в зависимости от средневероятного предела выносливости $\bar{\sigma}_{-1}$ при симметричном изгибе с вращением гладкого эталонного образца диаметром $d_0 = 7,5$ мм [1, 2]. Отношение $\bar{\sigma}_0 = \bar{\sigma}_{н.г.}/\bar{\sigma}_{-1}$, выражающее масштабный фактор детали и образца неограниченных размеров, оказалось достаточно устойчивым для обширного круга материалов, изменяющимся от 0,4 до 0,6 и, в среднем, равным 0,5. Принимая $\bar{\sigma}_{н.г.} = \bar{\sigma}_0 \cdot \bar{\sigma}_{-1}$ и $\bar{\varepsilon} = \sigma_{max}/\sigma_{н.г.}$ (для эталонного образца $\bar{\varepsilon}_0 = 1/\varepsilon_0$), уравнение (7) можно привести к виду

$$\lg(\bar{\varepsilon}_0 - 1) = -B \lg(LG_0/L_0G) + \lg(1/\varepsilon_0 - 1) + u \cdot S, \quad (8)$$

где индексом «0» в относительном безразмерном критерии LG_0/L_0G отмечены величины, относящиеся к эталонному образцу.

Для невращающейся круглой оси, подверженной плоскому асимметричному изгибу, уравнение подобия запишется так:

$$\lg(\bar{\varepsilon}_R - 1) = A - B \lg(KL/G) - \lg \sigma_{н.г.} + u \cdot S, \quad (9)$$

где $\bar{\varepsilon}_{R,1} = \sigma_{max,R}/\sigma_{н.г.}$; $\sigma_{max,R} = \sigma_{R,1} \cdot \sigma_0$ — предел выносливости оси при цикле с коэффициентом R , выраженный в номинальных напряжениях и равный сумме номинальных предельных амплитудного и среднего напряжений цикла; K — коэффициент приведения, показывающий, какую часть периметра $L = \pi d$ круглой оси диаметром d в опасном сечении следует учесть в расчете, чтобы получить ее предел выносливости при плоском изгибе [1].

Медианный предел выносливости эталонного образца при плоском изгибе и том же коэффициенте R , что и для оси, найдем из уравнения

$$\lg(\bar{\varepsilon}_R - 1) = A - B \lg(KL_0/G_0) - \lg \sigma_{н.г.}, \quad (10)$$

где $\bar{\varepsilon}_R = \bar{\sigma}_R/\sigma_{н.г.}$; $\bar{\sigma}_R$ — искомый медианный предел выносливости эталонного образца; K — коэффициент приведения, который принимается одинаковым для детали и образца.

Вычитая из (9) уравнение (10), получаем

$$\lg(\bar{\varepsilon}_{R,1} - 1) - \lg(\bar{\varepsilon}_R - 1) = -B \lg(LG_0/L_0G) + u \cdot S. \quad (11)$$

Отношение $\bar{\sigma}_R$ предела выносливости $\bar{\sigma}_R$ к нижней границе $\sigma_{н.г.}$ при $0 \leq R < 1$ можно выразить через предельные напряжения, по-

которым построена схематизированная диаграмма усталости (рис. 1), и функцию $\varphi(R)$

$$\begin{aligned}\bar{\varepsilon}_R &= \bar{\sigma}_R / \bar{\varepsilon}_{\text{в.г.}} = \bar{\sigma}_R / \bar{\sigma}_{-1} = \bar{\sigma}_R \cdot \bar{\sigma}_{-1}^{-1} \cdot \gamma / \varepsilon_{\text{в.г.}} \cdot \bar{\sigma}_{-1}^{-1} \cdot \bar{\sigma}_{\text{в.г.}} \cdot \gamma = \\ &= \gamma \cdot (\bar{\sigma}_{\text{в.г.}} / \bar{\sigma}_{-1\text{в.г.}}) \cdot (\bar{\sigma}_R / \bar{\sigma}_{\text{тн}}) \cdot \bar{\sigma}_{\text{в.г.}} = \gamma \cdot (\bar{\sigma}_{\text{тн}} / \bar{\sigma}_{-1\text{тн}}) \cdot \varphi(R) \cdot \varepsilon_{\text{в.г.}},\end{aligned}\quad (12)$$

где γ — соотношение между пределами выносливости эталонного образца при симметричных плоском и круговом изгибах [1].

С учетом выражения (2) последнее условие можно переписать

$$\bar{\varepsilon}_R = \gamma \cdot [(1 + \psi) / (1 + \psi_0)] \cdot \varphi(R) \cdot \varepsilon_{\text{в.г.}},\quad (13)$$

где коэффициенты ψ и ψ_0 предполагаются известными. Надежнее всего определять эти коэффициенты по фактическим значениям предельных напряжений σ_{-1} , σ_0 и $\sigma_{\text{тн}}$ материала оси. При отсутствии усталостных характеристик материала, их можно приближенно вычислить по известным статическим его характеристикам [3].

Подставляя найденное значение $\bar{\varepsilon}_R$ в уравнение (11), после очевидных преобразований будем иметь

$$\lg(\bar{\varepsilon}_{R2} - 1) = B \lg(LG_0/L_0G) + \lg[\gamma \cdot (\bar{\sigma}_{\text{тн}}/\bar{\sigma}_{-1\text{тн}}) \cdot \varphi(R) \cdot \varepsilon_{\text{в.г.}} - 1] + m \cdot S.\quad (14)$$

Из последнего уравнения находим отношение $\bar{\varepsilon}_{R2}$ и предел выносливости $\bar{\varepsilon}_{R1}$ оси при знакопостоянном асимметричном цикле

$$\bar{\varepsilon}_{R2} = 1 + (LG_0/L_0G)^{-B} [\gamma \cdot (\bar{\sigma}_{\text{тн}}/\bar{\sigma}_{-1\text{тн}}) \cdot \varphi(R) \cdot \varepsilon_{\text{в.г.}} - 1] \cdot 10^{u \cdot S},\quad (15)$$

$$\bar{\varepsilon}_{R2} = \bar{\sigma}_{-1} \cdot \varepsilon_{\text{в.г.}} + \varepsilon_{\text{в.г.}} \cdot (LG_0/L_0G)^{-B} [\gamma \cdot (\bar{\sigma}_{\text{тн}}/\bar{\sigma}_{-1\text{тн}}) \cdot \varphi(R) \cdot \varepsilon_{\text{в.г.}} - 1] \cdot 10^{u \cdot S} / \bar{\sigma}_{\text{в.г.}}\quad (16)$$

Уравнение (16) не может быть применено для расчетов деталей, работающих при знакопеременных асимметричных циклах нагружения, так как функция $\varphi(R)$ справедлива только в пределах участка BD диаграммы усталости (рис. 1).

При построении функции распределения предела выносливости оси можно воспользоваться усредненными значениями среднеквадратичного отклонения S [1, 2]. Для стальных осей следует принимать $S = 0,045 - 0,050$, а масштабный фактор — $\varepsilon_{\text{в.г.}} = 0,5$. Параметр B уравнений подобия можно найти по рекомендациям, приведенным в работе [4]. Уравнение (16) можно применить также и для расчетов осей с поверхностным упрочнением, если под пределом выносливости $\bar{\sigma}_{-1}$ и отношением $\bar{\sigma}_{\text{тн}}/\bar{\sigma}_{-1\text{тн}}$ понимать соответствующие значения для материала эквивалентной детали, равнопрочной действительной упрочненной детали [4].

Медианный предел выносливости оси при $\varepsilon_{\text{в.г.}} = 0,5$ будет

$$\bar{\sigma}_{R2} = \bar{\sigma}_{-1} [0,5 + 0,5 (LG_0/L_0G)^{-B} |2 (\bar{\sigma}_{\text{тн}}/\bar{\sigma}_{-1\text{тн}}) \cdot \varphi(R) - 1|] / \varepsilon_{\text{в.г.}}\quad (17)$$

Анализируя полученные уравнения подобия (14)–(17), можно видеть, что исключив из них факторы, определяющие нагружение знакопостоянными напряжениями, т. е. положив $\bar{\sigma}_{\text{нл}}/\bar{\sigma}_{-1\text{нл}} = 1$ и $\varphi(R) = 1$, придем к случаю нагружения симметричными напряжениями, т. е. к уравнению (8) и вытекающим из него. Однако из (14)–(17) непосредственно нельзя получить уравнения для расчетов осей при знакопеременном асимметричном нагружении, соответствующем участку AB диаграммы усталости (рис. 1). Такие уравнения можно получить на основе зависимости

$$\bar{\sigma}_R/\bar{\sigma}_{-1\text{нл}} = 2/[1 - R - (1 + R)\varphi_2], \quad (18)$$

аналогичной (6), где $\bar{\sigma}_R$ — предел выносливости эталонного образца при плоском изгибе и циклах $-1 \leq R \leq 0$.

Уравнения (16), (17) применимы и к некруглым осям, расчетный периметр L для которых подсчитывается как для бруса [1]. Расчетная оценка пределов выносливости в этом случае может оказаться несколько неточной вследствие различия формы сечения детали и эталонного образца и затруднительности перехода от предела выносливости при плоском изгибе эталонного образца, подобного по форме сечения рассчитываемой детали, к пределу выносливости при изгибе с вращением круглого эталонного образца.

Уточненная оценка несущей способности осей при знакопостоянном циклическом нагружении на основании уравнений подобия (16) и (17) выгодно отличается от традиционной и приводит к уменьшению сечений и материалоемкости этих деталей.

ЕрIII им К Маркса

Поступило 27 IX.1978

н. в. Олейник, м. г. Стахан

ԱՌԵՆՆԵՐԻ ԿՐՈՂՈՒՆԱԿՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԱՅԻՆ ԴՆԱՀԱՏՈՒՄԸ ՀԱՍՏԱՏՈՒՆ ԵՇԱՆԻ ՑԻՎԱՅԻՆ ԲԵՌՆԱՎՈՐՈՒՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ա մ փ ո փ ո ո մ

Հաստատուն նշանի տնհամաչափ ցիկլով փոխվող լարումների տակ աշխատող սոնինների հաշվարկի համար առաջարկված է օգտագործել հողնածուխյան սխեմայնացված դիագրամը, որը կառուցված է արժ ծոման դեպքում ողորկ կտայոնային փորձանմուշների հոսունության և դիմացկունության սահմանների արժեքներով: Իկդ դիագրամի հիման վրա ստացված են հողնածային բայքայման նմանության հավասարումներ սոնինների դիմացկունության սահմանը և նրա ցրումը հշգրիտ գնահատելու համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Серенсен С. В., Козаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., «Машиностроение», 1975, 488 с. с ил.
2. Козаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М., «Машиностроение», 1977, 232 с. с ил.
3. Гребеник В. М. Усталостная прочность и долговечность металлургического оборудования. М., «Машиностроение», 1969, 256 с. с ил.
4. Олейник Н. В., Кривчук В. С. Расчет поверхностно упрочненных деталей по критерию подобия усталостного разрушения. Респ. Межвед. научн.-техн. сб. «Детали машин», вып. 25, Киев, «Техника», 1977, с. 91—98.