

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ**

---

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО  
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ**

---

**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ  
(МГСУ)**

---

Кафедра «Испытание сооружений»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

**ПО КУРСУ «СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ»**

**«РАСЧЕТ ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ  
НАПРЯЖЕНИЯХ»**

для студентов факультета МиАС  
(специальности 270101, 270113, 190205)

МОСКВА  
2009

## **СОСТАВИТЕЛИ:**

Доц., канд. техн. наук

Г.К. Шаршуков

## **Научный редактор**

Проф., докт. техн. наук

А.В. Коргин

Проф., канд. техн. наук

И.А. Горбунов

## **В подготовке принимал участие:**

Ст. препод., канд. техн. наук

М.А. Коргина

## **Рецензент**

Доцент, канд. техн. наук

А.С. Подгорный

(Московская  
Государственная  
Академия Водного  
Транспорта)

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО КУРСУ «СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ»**

### **«РАСЧЕТ ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ»**

Для студентов факультета МиАС  
(специальности 270101, 270113, 190205)

Редактор Н.И. Богдасарова  
Технический редактор С.М. Сивоконева

Подписано в печать	Формат	Печать офсетная
И-15      Объем	Тираж	Заказ

Типография

# 1. КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.

Многие элементы конструкций в процессе эксплуатации подвергаются действию напряжений, изменяющихся во времени, что приводит к постепенному ухудшению прочностных характеристик материала. После некоторого числа циклов нагружения может произойти разрушение конструкций при номинальных напряжениях ниже предела текучести материала, называемое усталостным разрушением. Для обеспечения прочности элементов выполняется расчет, называемый расчетом на усталость. Условие усталостной прочности деталей записывается в следующем виде:

$$n_{уст} \geq [n]_{уст}, \quad (1)$$

где

$n_{уст}$  - коэффициент запаса усталостной прочности;

$[n]_{уст}$  - допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности, зависящий от точности определения напряжений, однородности материала, качества изготовления, других факторов. Этот коэффициент принимается в диапазоне от 1,3 до 3,0.

Величина  $n_{\sigma}$  (коэффициент запаса по нормальным напряжениям) при асимметричном цикле изменения напряжений определяется по формуле:

- по отношению к пределу выносливости (циклическая прочность) (2)

$$n_{\sigma}^{\dot{a}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot k_{\sigma \dot{A}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \geq 1;$$

- по отношению к пределу текучести (статическая прочность) (3)

$$n_{\sigma}^T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m} \geq 1. \quad n_T = \frac{\sigma_T}{(\sigma_a + \sigma_m) \cdot k}$$

Если  $n_{\sigma}^T < n_{\sigma}^{\dot{a}}$ , то это означает, что условие статической прочности будет нарушено раньше, чем условие усталостной прочности. Окончательный запас по нормальным напряжениям определяется наименьшим из двух значений  $n_{\sigma}$  в формулах (2) и (3).

При симметричном цикле изменения напряжений ( $\sigma_m = 0$ ):

$$n_{\sigma}^{\dot{a}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot k_{\sigma \dot{A}}} \geq 1, \quad (4)$$

тогда условие усталостной прочности по напряжениям имеет вид:

$$\sigma_a \leq [\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{[n]_{\dot{a}} \cdot k_{\sigma \dot{A}}}. \quad (5)$$

Где

$\sigma_{-1}$  - предел выносливости гладкого стандартного образца при изгибе или растяжении – сжатии при симметричном цикле нагружения. Значение  $\sigma_{-1}$  принимается по справочным данным. Приближенное значение  $\sigma_{-1}$  при изгибе можно

определить через временное сопротивление:

$\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \cdot \sigma_a$ , ( $\sigma_a$  измеряется в МПа) - для углеродистых сталей значение  $\sigma_{-1}$  принимается ближе к нижней границе, для легированных к верхней.

Для высокопрочных сталей можно принять

$$\sigma_{-1} \approx 4000 + \frac{1}{6} \sigma_a \quad (\sigma_a \text{ измеряется в кг/см}^2);$$

$\sigma_a$  - амплитуда номинального напряжения, которая определяется через максимальное  $\sigma_{\max}$  и минимальное  $\sigma_{\min}$  напряжения цикла:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad (6)$$

$\sigma_m$  - среднее номинальное напряжение,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \quad (7)$$

$k_{\sigma \bar{A}}$  - коэффициент снижения предела выносливости;

$\psi_\sigma$  - коэффициент чувствительности к асимметрии цикла для детали:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (8)$$

При отсутствии части данных  $\psi_\sigma$  можно определить по формуле:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_a \quad (\sigma_a \text{ измеряется в МПа}).$$

Коэффициент снижения предела выносливости определяется по формуле:

$$k_{\sigma \bar{A}} = \left( \frac{k_\sigma}{k_{d\sigma}} + \frac{1}{k_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{k_V}, \quad (9)$$

где

$k_\sigma > 1$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений, равный отношению предела выносливости гладкого (полированного) образца к пределу выносливости образца с концентратором напряжения, при равных размерах поперечного сечения у обоих образцов;

$k_{d\sigma} \leq 1$  - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (коэффициент масштабного фактора), равный отношению предела выносливости образца диаметром  $d$  к пределу выносливости стандартного образца  $d_0 = 7,5$  мм;

$k_{F\sigma} \leq 1$  - коэффициент влияния шероховатости поверхности, равный отношению предела выносливости образца с данным качеством поверхности к пределу выносливости полированного образца;

$k_V > 1$  - коэффициент влияния поверхностного упрочнения, равный отношению предела выносливости упрочненной детали к пределу выносливости неупрочненной детали.

$$k_{d\sigma} = 1 - 0,154 \cdot \lg \frac{d}{d_0} \quad \text{для } d \leq 150 \text{ мм}; \quad (10)$$

$$k_{d\sigma} = 0,8 \quad \text{для } d > 150 \text{ мм}.$$

В приближенных расчетах  $k_\sigma$  разрешается вычислять по формуле:

$$k_\sigma = 1 + q \cdot (\alpha_\sigma - 1), \quad (11)$$

где

$\alpha_\sigma$  - теоретический коэффициент концентрации напряжений;

$q$  - коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений. Для конструкционных сталей в среднем  $q = 0,6 \div 0,8$ , причем более прочным сталям соответствуют большие значения  $q$ .

В расчетно-графической работе значения коэффициентов  $k_\sigma$ ,  $(\frac{k_\sigma}{k_{d\sigma}})$  и  $k_V$  можно определять по табл. 1-7, приведенным в приложении.

Значения коэффициента  $k_{F\sigma}$  вычисляются по формуле:

$$k_{F\sigma} = 1 - 0,22 \lg R_Z (\lg \frac{\sigma_s}{20} - 1) \quad (\sigma_s \text{ измеряется в МПа}), \quad (12)$$

где

$R_Z$  - высота неровности профиля по 10 точкам, мкм.

Аналогично вычисляется коэффициент запаса усталостной прочности по касательным напряжениям ( $n_\tau$ ) путем замены  $\sigma$  на  $\tau$  в формулах (2)-(4), а также эффективного коэффициента концентрации  $k_\sigma$  на  $k_\tau$  и коэффициента чувствительности к асимметрии цикла  $\psi_\sigma$  на  $\psi_\tau$  в формулах (5)-(11).

Таким образом, при асимметричном цикле изменения напряжений:

$$n_\tau^a = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot k + \psi_\tau \cdot \tau_m} \geq 1; \quad (13)$$

$$n_\tau^T = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}} = \frac{\tau_T}{\tau_a + \tau_m} \geq 1. \quad (14)$$

Значение коэффициента  $\psi_\tau$  вычисляется по формуле:

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}. \quad (15)$$

При отсутствии части данных  $\psi_\tau$  можно вычислить по формуле:

$$\psi_\tau = 0,01 + 10^{-4} \sigma_s \quad (\sigma_s \text{ берется в МПа}). \quad (16)$$

Значения коэффициента  $k_{F\tau}$  определяется по формуле:

$$k_{F\tau} = 0,575 k_{F\sigma} + 0,425. \quad (17)$$

При сложном напряженном состоянии (одновременном действии переменных во времени нормальных и касательных напряжений) расчет коэффициента запаса

усталостной прочности выполняется с учетом совместного действия нормальных и касательных напряжений:

$$n_{уст} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}. \quad (18)$$

## 2. ПРИМЕР РАСЧЕТА.

### Условия задачи

- Вал цилиндрической зубчатой передачи (рис.1,а) получает от электродвигателя мощность  $N=25$  кВт при угловой скорости  $n=735$  об/мин.
- В зацеплении шестерни, посаженной на вал, с зубчатым колесом (на чертеже не показано) возникают усилия: окружное  $P$  и радиальное  $T=0,364P$ .
- Диаметр шестерни  $D_1 = 90$  мм.
- Вал изготовлен из Ст 40 с механическими характеристиками:  $\sigma_s = 620$  МПа,  $\sigma_T = 360$  МПа,  $\sigma_{-1} = 230$  МПа,  $\tau_{-1} = 140$  МПа.
- Допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности  $[n]_{уст}$  равен 1,5.
- Вал имеет два концентратора напряжений: галтель с  $D/d=1,1$  ;  $r/d=0,02$  и шпонку ( состояние поверхности вала – тонкая обточка,  $R_z = 6$  мкм).

При расчете принять, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения – по пульсационному. В соответствии с приведенными условиями требуется:

1. Определить усилия, передаваемые на вал зубчатого колеса.
2. Построить эпюры изгибающих  $M_x$  и  $M_y$  и крутящего  $M_z$  моментов.
3. Подобрать сечение вала.
4. Графически изобразить виды циклов нагружения.
5. Определить коэффициент запаса по усталостному разрушению и сравнить его с допускаемым.
6. Решить такую же задачу, что и предыдущая, но увеличить максимальные нормальные напряжения в 1,5 раза. Коэффициент запаса  $n_{\sigma}$  определить графическим методом, используя схематизированную диаграмму предельных амплитуд Серенса-Кинасошвили.

### 1. Порядок решения

1. Определение крутящего момента, передаваемого с электродвигателя на вал.

Круговая частота вала.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 735}{30} = 77 \frac{1}{c};$$

$$m_{\dot{\sigma}} = \frac{N}{\omega} = \frac{25 \cdot 10^3}{77} = 325 \dot{H}.$$

2. Определение усилий, возникающих в зацеплении:

$$P = \frac{2m_{кр}}{D_1} = \frac{2 \cdot 325}{9 \cdot 10^{-2}} = 7222 H ;$$

$$T = 0,364P = 0,364 \cdot 7222 = 2629 H .$$

В случае цепной передачи усилия натяжения ветвей  $T_1$  и  $T_2$  определяются путем совместного решения двух уравнений:

$$k = \frac{T_1}{T_2} - \text{отношение усилий, которое задано;}$$

$$m_{кр} = (T_1 - T_2) \cdot \frac{D_1}{2} .$$

3. Определение опорных реакций и внутренних усилий вала – изгибающих моментов  $M_x$ ,  $M_y$ , крутящего момента  $M_z$ , а также построение эпюр.

Силы  $T$  и  $P$  в данном примере приложены в середине пролета вала, поэтому опорные реакции равны между собой:

$$R_A = R_B = \frac{T}{2} = \frac{2629}{2} = 1315 H ;$$

$$H_A = H_B = \frac{P}{2} = \frac{7222}{2} = 3611 H .$$

Значение сил  $T$ ,  $P$  и опорных реакций указать на расчетной схеме (рис. 1,б). Записать уравнения внутренних усилий на каждом участке, а затем вычислить их значения.

В данном примере значения максимальных изгибающих моментов можно определить по известной формуле:

$$M_x = \frac{T \cdot l}{4} = \frac{2629 \cdot 20 \cdot 10^{-2}}{4} = 131 \text{ Нм} ;$$

$$M_y = \frac{P \cdot l}{4} = \frac{7222 \cdot 20 \cdot 10^{-2}}{4} = 361 \text{ Нм} .$$

$$\text{Крутящий момент на участке СД равен: } M_z = m_{\text{ед}} = 325 \text{ Нм} .$$

4. Определение приведенного момента по критерию наибольших касательных напряжений для наиболее опасных сечений.

В данном примере максимальный приведенный момент возникает в сечении С:

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{131^2 + 361^2 + 325^2} = 503 \text{ Нм} .$$

5. Подбор диаметра вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi[\sigma_{-1}]}} ,$$

$$\text{где по формуле (5): } [\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{[n]_{\text{уст}} \cdot k} - \text{допускаемое напряжение при расчете на}$$

усталость.

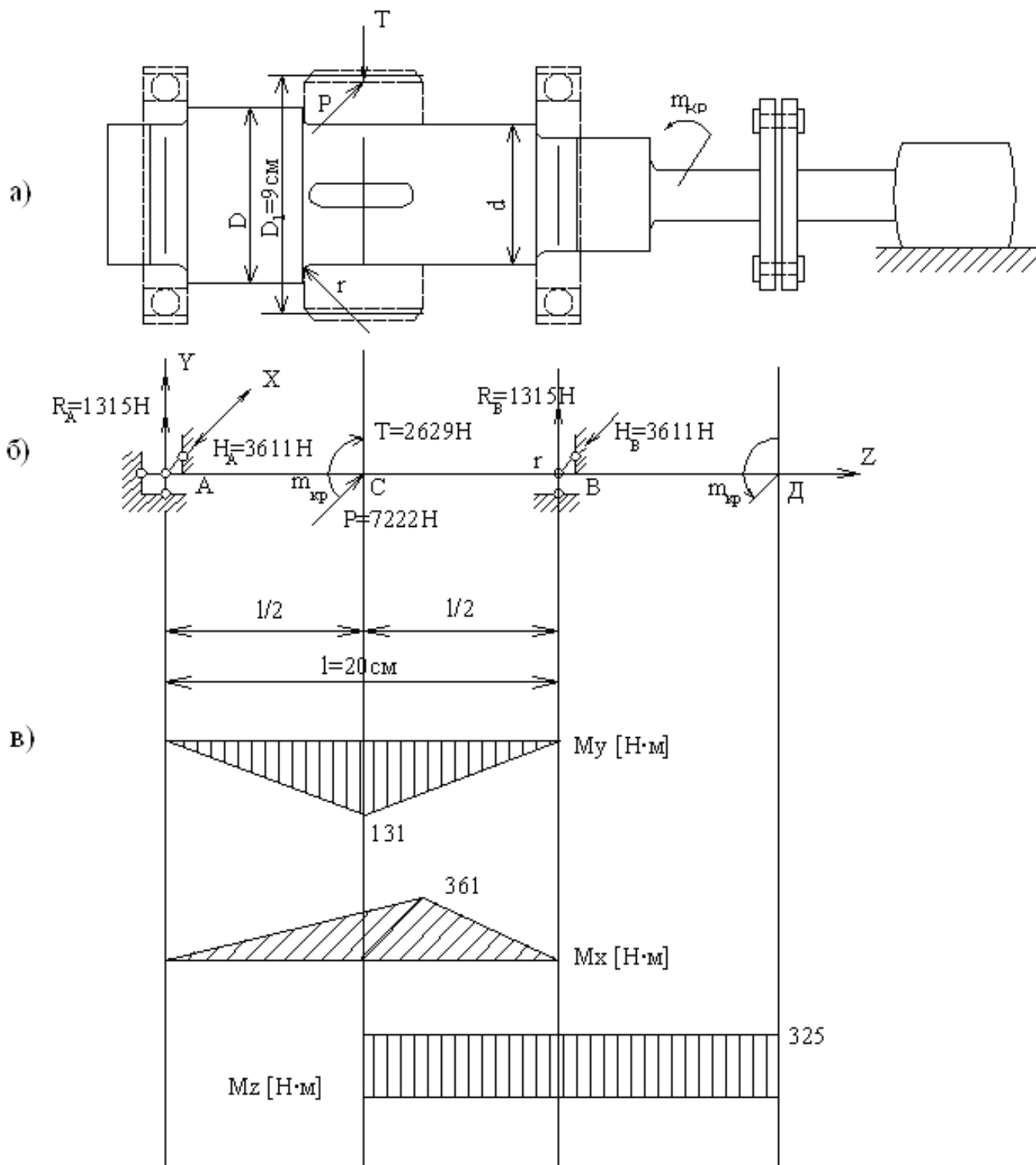


Рис. 1. Определение внутренних моментов:

а – вал цилиндрической зубчатой передачи;

б – расчетная схема вала;

в – эпюры внутренних моментов.



Коэффициент  $k_{\sigma \bar{A}}$  определяем по формуле (9), коэффициент  $k_{\sigma}$  - по таблицам прил. 1 и 4, галтель -  $k_{\sigma} = 2,1$  при  $\sigma_s = 620$  МПа,  $r/d = 0,02$  и  $D/d = 1,1$ .

Шпоночная канавка:  $k_{\sigma} = 1,62$  при  $\sigma_s = 620$  МПа.

Принимаем наибольший коэффициент  $k_{\sigma} = 2,1$ .

Коэффициент  $k_{d\sigma}$  определяем по формуле (10), приняв предварительно диаметр вала  $d = 50$  мм:

$$k_{d\sigma} = 1 - 0,154 \cdot \lg \frac{d}{d_0} = 1 - 0,154 \lg \frac{50}{7,5} = 0,873.$$

Коэффициент  $k_{F\sigma}$  вычисляем по формуле (12):

$$k_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \lg R_Z \left( \lg \frac{\sigma_s}{20} - 1 \right) = 1 - 0,22 \cdot \lg 6,0 \left( \lg \frac{620}{20} - 1 \right) = 0,916.$$

Коэффициент  $k_V = 1$ , так как вал не подвергается поверхностному упрочнению. По условию задачи  $[n]_{ycm} = 1,5$ .

$$k_{\sigma \bar{A}} = \left( \frac{k_{\sigma}}{k_{d\sigma}} + \frac{1}{k_{F\sigma}} - 1 \right) = \left( \frac{2,1}{0,873} + \frac{1}{0,916} - 1 \right) = 2,5;$$

$$[\sigma_{-1}] = \frac{230}{1,5 \cdot 2,5} = 61,3 \text{ МПа};$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 503}{3,14 \cdot 61,3 \cdot 10^6}} = 4,37 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 4,37 \text{ см}.$$

Принимаем диаметр вала  $d = 4,4$  см.

6. Результирующий изгибающий момент в наиболее опасном сечении С:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{131^2 + 361^2} = 384 \text{ Н}.$$

7. Значение максимального нормального напряжения:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma}}{W_X} = \frac{384}{0,1 d^3} = \frac{384}{0,1 \cdot 4,4^3 \cdot 10^{-6}} = 45,1 \text{ МПа}.$$

$\sigma_a = \sigma_{\max} = 45,1$  МПа,  $\sigma_m = 0$ , так как цикл по нормальным напряжениям симметричный.

8. Значение максимального касательного напряжения:

$$\tau_{\max} = \frac{M_Z}{W_{\rho}} = \frac{325}{0,2 \cdot d^3} = \frac{325}{0,2 \cdot 4,4^3 \cdot 10^{-6}} = 19,1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 19,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\max}}{2} = 9,55 \text{ МПа};$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\max}}{2} = 9,55 \text{ МПа},$$

так как цикл по касательным напряжениям пульсационный.

На рис.2 а,б приведены графики изменения нормальных и касательных напряжений.

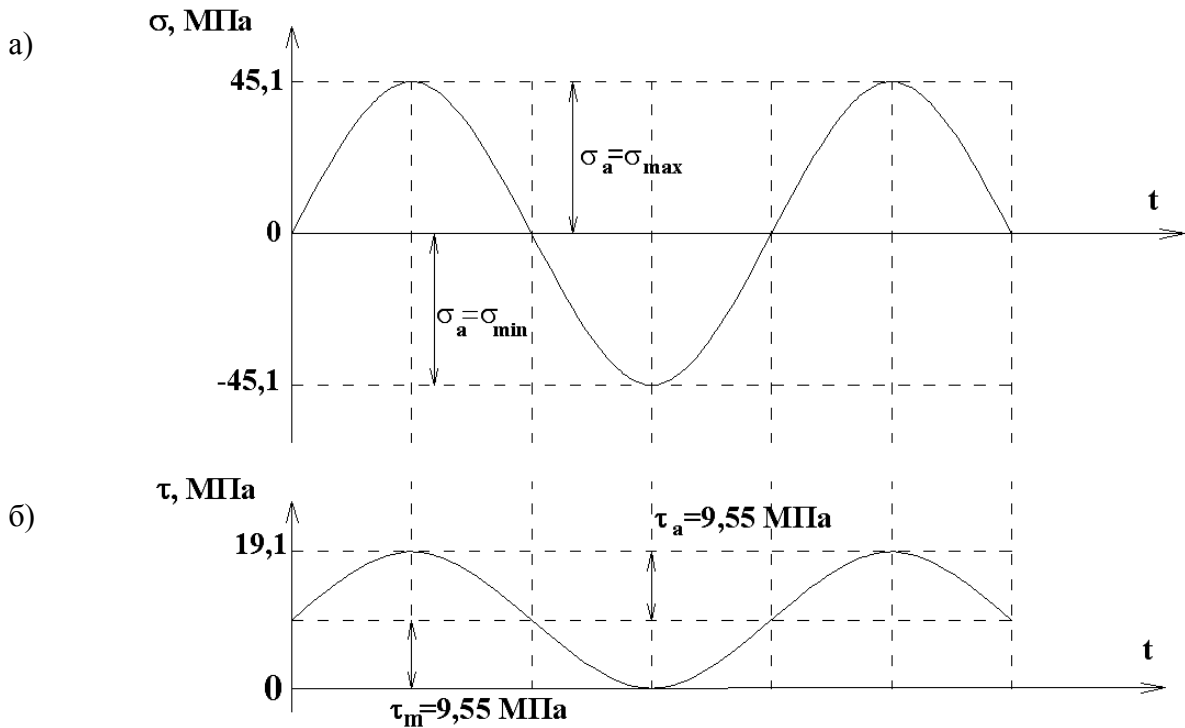


Рис. 2. Графики изменения напряжений во времени:  
а – нормальных; б – касательных.

9. Коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям.

Определяем значение коэффициента  $k_{d\sigma}$ , так как подобранный диаметр вала  $d=44$  мм оказался меньше принятого  $d=50$  мм:

$$k_{d\sigma} = 1 - 0,154 \lg \frac{44}{7,5} = 0,882;$$

$$k_{\sigma A} = \left( \frac{k_{\sigma}}{k_{d\sigma}} + \frac{1}{k_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{k_V} = \left( \frac{2,1}{0,882} + \frac{1}{0,916} - 1 \right) = 2,47;$$

$$n_{\sigma}^{\dot{a}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a k_{\sigma A}} = 2,06.$$

10. Коэффициент запаса усталостной прочности по касательным напряжениям.

Значения коэффициента  $k_{\tau}$  определяем по таблицам прил. 1 и 4: галтель –  $k_{\tau}=1,45$  при  $\sigma_B=620$  МПа,  $r/d=0,02$  и  $D/d=1,1$ ; шпоночная канавка –  $k_{\tau}=1,52$  при  $\sigma_B=620$  МПа.

Принимаем наибольший коэффициент  $k_{\tau} = 1,52$ .

Коэффициент  $k_{d\tau} = k_{d\sigma} = 0,882$ . Значение коэффициента  $k_{F\tau}$  вычисляем по формуле (10):

$$k_{F\sigma} = 0,575 k_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,916 + 0,425 = 0,952.$$

Значение коэффициента  $\psi_{\tau}$  определяем по формулам:

$$\psi_{\tau} = 0,01 + 10^{-4} \sigma_B = 0,01 + 10^{-4} \cdot 620 = 0,072;$$

$$k_{\sigma \bar{A}} = \left( \frac{k_{\tau}}{k_{d\tau}} + \frac{1}{k_{F\tau}} - 1 \right) = \left( \frac{1,52}{0,882} + \frac{1}{0,952} - 1 \right) = 1,77;$$

$$n_{\tau}^{\dot{a}} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot k_{\sigma \bar{A}} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{140}{9,55 \cdot 1,77 + 0,072 \cdot 9,55} = 7,96.$$

11. Общий коэффициент запаса по усталостному разрушению

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{2,06 \cdot 7,96}{\sqrt{2,06^2 + 7,96^2}} = 1,99 > [n]_{\text{уст}} = 1,5.$$

Таким образом, усталостная прочность вала при совместном действии нормальных и касательных напряжений обеспечена.

**II.** Решить ту же задачу, но увеличить максимальные нормальные напряжения в 1,5 раза.

$$\sigma_{\max} = 1,5 \cdot 45,1 = 67,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\min} = -45,1 \text{ МПа}$$

Нормальные напряжения изменяются по асимметричному циклу, а касательные – по пульсационному.

### **Порядок решения.**

1. Используем диаграмму предельных амплитуд Серенсена - Кинашвили (рис.3), которая строится по трем характеристикам материала: пределу выносливости при симметричном цикле  $\sigma_{-1}$  (точка А), пределу выносливости пульсационного цикла  $\sigma_0$  (точка С), пределу текучести  $\sigma_T$  (точка D). Точка А имеет координаты  $(0; \sigma_{-1})$ , точка С -  $(0,5 \sigma_0; 0,5 \sigma_0)$ ; точка Д -  $(\sigma_T; 0)$ .

В данной задаче  $\sigma_{-1} = 230 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_0 = 1,5 \cdot \sigma_{-1} = 345$ .

Соединяя точки А и С прямой и проводя из точки D прямую под углом  $45^\circ$ , построим диаграмму предельных амплитуд (рис.3).

2. Определяем координаты рабочей точки М  $\sigma_a, \sigma_a \cdot k_{\sigma \bar{A}}$  и  $\sigma_m$ :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{67,7 - (-45,1)}{2} = 56,4 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_a \cdot k_{\sigma \bar{A}} = 56,4 \cdot 2,47 = 139,3 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{67,8 + (-45,1)}{2} = 11,3 \text{ МПа} .$$

3. Через рабочую точку М и начало координат 0 проводим прямую до пересечения с диаграммой (точка N).

4. Коэффициент запаса по нормальным напряжениям равен отношению длины измеренных отрезков 0N и 0M, размеры которых определяются графически по построенной в масштабе на бумаге диаграмме.

$$n_{\sigma} = \frac{OM}{ON} = 1,6.$$

5. Коэффициент запаса по касательным напряжениям был определен ранее аналитическим путем:  $n_{\sigma}=7,96$ .

6. Общий коэффициент запаса по усталостной прочности. Общий коэффициент запаса по усталостной прочности

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,6 \cdot 7,96}{\sqrt{1,6^2 + 7,96^2}} = 1,57 > [n]_{ycm} = 1,5.$$

Таким образом, усталостная прочность вала при данных видах циклов нагружения обеспечена.

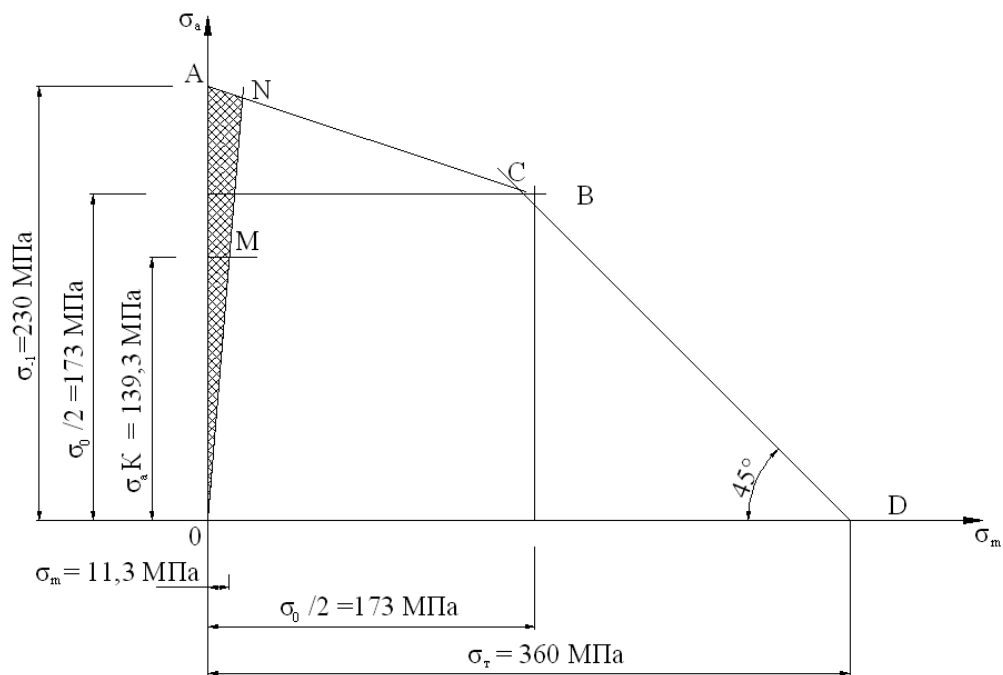
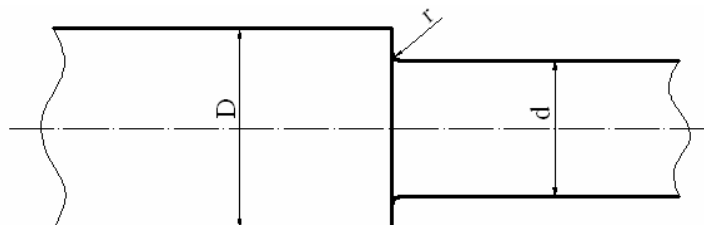


Рис.3. Диаграмма предельных амплитуд.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

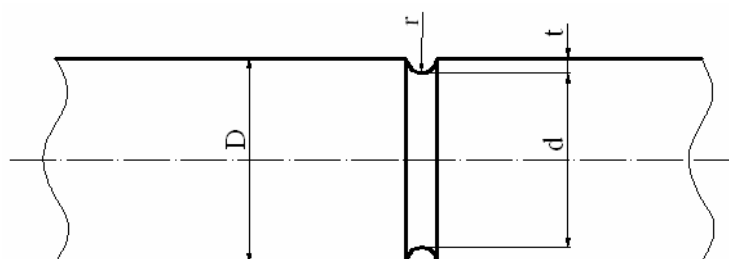
ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ  
НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ИЗГИБЕ  $k_\sigma$  И КРУЧЕНИИ  $k_\tau$  ДЛЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ С  
ГАЛТЕЛЬЮ ПРИ  $D/d=1,1$



r/d	$k_\sigma$ для деталей из стали с $\sigma_B$ , МПа			$k_\tau$ для деталей из стали с $\sigma_B$ , МПа		
	$\leq 500$	800	$\geq 1000$	$\leq 500$	800	$\geq 1000$
0,02	2,00	2,24	2,47	1,40	1,52	1,62
0,05	1,64	1,70	1,75	1,25	1,28	1,30
0,10	1,37	1,42	1,45	1,12	1,16	1,18
0,15	1,27	1,31	1,34	1,09	1,12	1,14
0,20	1,20	1,24	1,27	1,06	1,08	1,10

Таблица 2

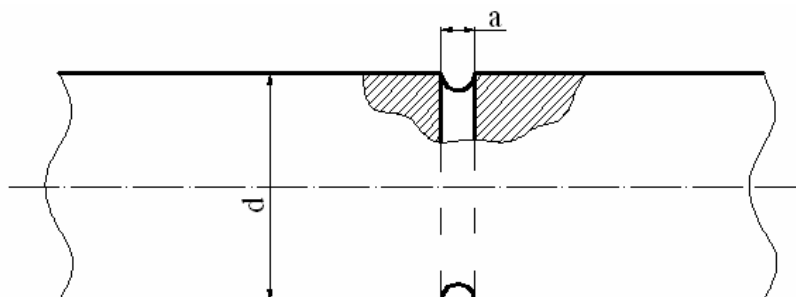
ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ  
НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ИЗГИБЕ  $k_\sigma$  И КРУЧЕНИИ  $k_\tau$  ДЛЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ С  
ВЫТОЧКАМИ ПРИ  $t/r=1$



r/d	$k_\sigma$ для деталей из стали с $\sigma_B$ , МПа			$k_\tau$ для деталей из стали с $\sigma_B$ , МПа		
	$\leq 500$	800	$\geq 1000$	$\leq 500$	800	$\geq 1000$
0,02	1,85	2,12	2,35	1,51	1,67	1,81
0,05	1,80	1,96	2,10	1,48	1,58	1,66
0,10	1,65	1,76	1,85	1,39	1,47	1,51
0,15	1,50	1,58	1,65	1,30	1,35	1,39
0,20	1,45	1,48	1,50	1,27	1,29	1,30

Таблица 3

**ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ  
ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ С ПОПЕРЕЧНЫМИ  
ОТВЕРСТИЯМИ**



Характер нагружения	a/d	Временное сопротивление $\sigma_B$ , МПа			
		500	600	800	1000
Изгиб $k_\sigma$	0,05 - 0,1	1,90	1,95	2,05	2,15
	0,15 - 0,25	1,74	1,77	1,86	1,95
Кручение $k_\tau$	0,05 - 0,25	1,75	1,78	1,83	1,92

Примечания.

1. Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует определять, вычисляя моменты составленные по формулам

$$W_i \approx \frac{\pi d^3}{32} \cdot \left( 1 - 1,54 \cdot \frac{a}{d} \right)$$

$$W_{кр} \approx \frac{\pi d^3}{16} \cdot \left( 1 - \frac{a}{d} \right)$$

2. Значения  $k_\sigma$  можно использовать в расчетах при растяжении (сжатии), вычисляя номинальные напряжения по площади нетто-сечения.

Таблица 4

**ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ  
ДЛЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ С ОДНОЙ ИЛИ ДВУМЯ ШПОНОЧНЫМИ  
КАНАВКАМИ**

Характер нагружения	Временное сопротивление $\sigma_B$ , МПа					
	500	600	700	800	900	1000
Изгиб $k_\sigma$	1,50	1,60	1,72	1,80	1,90	2,00
Кручение $k_\tau$	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90

Таблица 5

**ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ  
ШЛИЦЕВЫХ УЧАСТКОВ ВАЛОВ С ПРЯМОБОЧНЫМИ ЗУБЬЯМИ**

Характер нагружения	Временное сопротивление $\sigma_B$ , МПа							
	400	500	600	700	800	900	1000	1200
Изгиб $k_\sigma$	1,35	1,45	1,55	1,60	1,65	1,70	1,72	1,75
Кручение $k_\tau$	2,10	2,25	2,35	2,45	2,55	2,65	2,70	2,75

Таблица 6

**ОТНОШЕНИЯ  $k_\sigma/k_{d\sigma}$  И  $k_\tau/k_{d\tau}$  ДЛЯ УЧАСТКОВ ВАЛА В МЕСТЕ ПОСАДКИ ДЕТАЛЕЙ С  
ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ**

Диаметр, мм	Временное сопротивление $\sigma_B$ , МПа						
	500	600	700	800	900	1000	1200
	Изгиб $k_\sigma/k_{d\sigma}$						
$\leq 30$	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,25
50	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
$\geq 100$	3,29	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,60
	Кручение $k_\tau/k_{d\tau}$						
$\leq 30$	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,95
50	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
$\geq 100$	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76

Таблица 7

**ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ**

Характеристика образца	$k_v$ для образца диаметром, мм	
	7 - 20.	30 - 40
Поверхностная закалка токами высокой частоты	1,60 - 2,80	1,50 - 2,50
Азотирование при глубине слоя 0,1-0,4 мм и твердости НВ 730-970	1,90 - 3,00	1,30 - 2,00
Цементация при глубине слоя 0,2-0,6 мм	1,50 - 2,50	1,20 - 2,00
Обкатка роликами	1,20 - 1,40	1,10 - 1,25
Обдувка дробью	1,40 - 1,50	1,10 - 1,50



Таблица 8

## МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

Марка стали	$\sigma_B$ МПа	$\sigma_T (\sigma_{0.2})$ МПа	$\sigma_{-1}$ МПа	$\tau_{-1}$ МПа
20	420	250	170	100
35	540	320	220	130
40	620	360	230	140
45	610	360	250	150
50	740	540	340	157
60	690	410	310	180
Ст4пс	390	240	170	100
Ст4кп	470	255	200	120
Ст 5	520	270	220	130
Ст 6	650	300	270	160
30ХГСА	880	690	470	282
12ХН3А	950	700	390	220
40Х	940	780	470	240
50Х	1150	880	580	260
40ХН	1000	800	400	240

### **Контрольные вопросы по теме «Прочность при циклически изменяющихся напряжениях».**

1. Что такое усталостная прочность?
2. Что такое предел выносливости и как он определяется?
3. Какие факторы влияют на предел выносливости детали?
4. Как вычисляется коэффициент снижения предела выносливости?
5. Что такое теоретический и эффективный коэффициенты концентрации напряжений?
6. Как влияет абсолютный размер на предел выносливости детали?
7. Какими методами можно повысить коэффициент запаса при симметричном цикле?
8. Как асимметрия цикла влияет на прочность детали при циклическом нагружении?
9. Как определяются коэффициенты влияния шероховатости поверхности и поверхностного упрочнения?
10. Как оценивается усталостная прочность детали при сложном напряженном состоянии?
11. Как учитывается нерегулярность нагружения на усталостную прочность детали?

### **Задания по темам научно-исследовательских работ.**

1. Исследовать влияние коэффициента концентрации напряжения на усталостную прочность вала и разработать такие геометрические параметры, чтобы коэффициент снижения предела выносливости был минимальным.
2. Изучить технологические методы поверхностного упрочнения деталей машин. Выбрать оптимальный метод, приводящий к снижению расхода стали для заданного элемента конструкции.
3. Исследовать влияние коррозионной среды (воды пресной или морской, атмосферной коррозии, химических веществ) на усталостную прочность и разработать методы повышения коррозионной усталостной прочности деталей машин.
4. Оценить влияние предварительных перегрузок на повышение долговечности деталей машин.
5. Исследовать влияние начальных трещин в зонах концентрации напряжений на долговечность элементов конструкций.
6. Оценить преимущества и недостатки различных методов определения эффективных коэффициентов концентрации напряжений (с использованием относительного градиента главного напряжения, коэффициента чувствительности материала к концентрации напряжений, экспериментальных данных, статистической теории подобия).
7. Сравнить различные теории накопления повреждения элементов конструкций при нерегулярном нагружении.
8. Исследовать влияние нерегулярного нагружения на стадии образования трещин.
9. Сравнить различные методы оценки элементов конструкции с трещинами.
10. Разработать способы повышения остаточной долговечности элементов конструкций, работающих в условиях циклического нагружения.
11. Исследовать влияние периодических обследований на долговечность конструкций.

## ЛИТЕРАТУРА

### Основная

- Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1996.
- Заславский Б.В. Краткий курс сопротивления материалов. М.: Машиностроение, 1986.
- Ицкович Г.М., Винокуров А.И., Минин Л.С. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов. М.: Высшая школа, 1970.
- Рудицын М.Н., Артемов П.А., Любошиц М.И. Справочное пособие по сопротивлению материалов. Минск: Высшая школа, 1969.
- Королев П.Г. Сопротивление материалов. Справочник по расчетно-проектировочным работам. Киев: Высшая школа, 1974.

### Дополнительная

- Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985.
- Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977.
- Броек Давид. Основы механики разрушения. М.: Высшая школа, 1980.
- Махутов Н.А., Бурак М.И., Геденин М.М. и др. Механика малоциклового разрушения. М.: Наука. 1986.
- Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1984.