

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

**КАФЕДРА «МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЗАВОДОВ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ»
ИМ. ПРОФ. СЕДУША В.Я.**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению курсовой работы

по дисциплине вариативной части

по выбору студента профессионального цикла

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

для студентов всех форм обучения

направления подготовки 15.04.02

«Технологические машины и оборудование»

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ
КАФЕДРА «МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЗАВОДОВ ЧЕРНОЙ
МЕТАЛЛУРГИИ» ИМ. ПРОФ. СЕДУША В.Я.**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению курсовой работы
по дисциплине вариативной части
по выбору студента профессионального цикла
МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-
ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ
для студентов всех форм обучения
направления подготовки 15.04.02
«Технологические машины и оборудование»

Рассмотрены на заседании
кафедры «Механическое оборудование
заводов черной металлургии»
им. проф. Седуша В.Я.
Протокол № 11 от 03.04.2017 г.

Утверждены на заседании
учебно-издательского совета ДОННТУ
Протокол № __ от __.__. 20__ г.

Донецк
ДОННТУ
2017

УДК 621.(071)

Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине вариативной части по выбору студента профессионального цикла «Моделирование напряженно-деформированного состояния технических объектов» для студентов всех форм обучения направления подготовки 15.04.02 «Технологические машины и оборудование» / сост.: Е. В. Ошовская. – Донецк: ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», 2017. – 15 с.

В методических указаниях приведены пояснения по объему и содержанию расчетной и графической части курсовой работы по дисциплине «Моделирование напряженно-деформированного состояния технических объектов» для студентов всех форм обучения по направлению подготовки 15.04.02 «Технологические машины и оборудование», дана методика выполнения отдельных разделов и частей проекта, правила оформления чертежей и пояснительной записки в соответствии с требованиями ЕСКД и действующих стандартов.

Составители: Ошовская Е.В., к.т.н., доцент, доцент кафедры «Механическое оборудование заводов черной металлургии» им. проф. Седуша В.Я.

Рецензенты: д.т.н., профессор А.П. Кононенко
д.т.н., профессор В.А. Сидоров

Ответственный за выпуск:

д. т. н., профессор С. П. Еронько

РАСЧЕТ ВАЛА НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Выполнить расчет вала (рис. 1) на сопротивление усталости, приняв:

$$\begin{aligned} T_1 = T_2 &= 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}; & F_{t1} &= 13,3 \text{ кН}; & F_{t2} &= 40 \text{ кН}; \\ F_{r1} &= 4,9 \text{ кН}; & F_{r1} &= 14,7 \text{ кН}; & M_{a1} = M_{a2} &= 280 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ F_{a1} &= 1,87 \text{ кН}; & F_{a2} &= 5,6 \text{ кН}; & F &= 3,73 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Через F обозначена равнодействующая осевых сил, нагружающая правую опору.

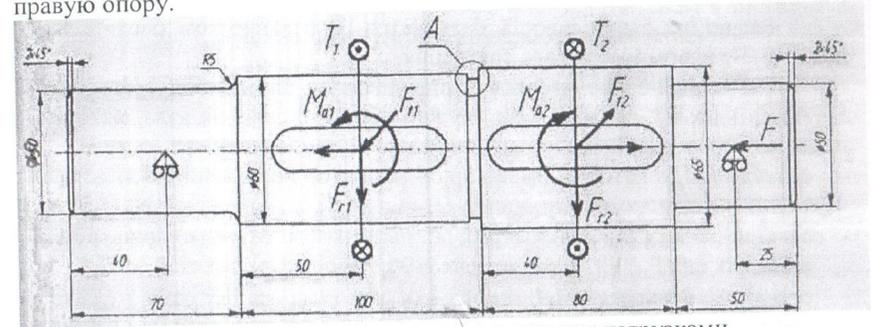


Рис. 1. Схема вала с приложенными нагрузками

На рис. 2 показана канавка А.

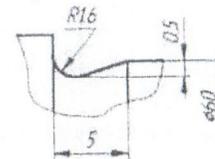


Рис. 2. Схема канавки

Вал изготовлен из стали 55 со следующими характеристиками:

предел прочности:	$\sigma_b = 700 \text{ МПа};$
предел текучести:	$\sigma_T = 420 \text{ МПа};$
предел выносливости при изгибе:	$\sigma_{-1} = 336 \text{ МПа};$
предел выносливости при кручении:	$\tau_{-1} = 175 \text{ МПа}.$

Вид механической обработки поверхности: тонкое шлифование.

Расчет

1. Теоретические основы расчета

В силу конструктивных особенностей валов напряжения, возникающие в каждой точке вала, меняются как по величине, так и по знаку. Это обстоятельство является главной причиной усталостного разруше-

ния валов, поэтому расчет их усталостной прочности (выносливости) является основным.

В данном примере расчет сводится к определению коэффициента запаса длительной усталостной прочности s , минимально допустимое значение которого рекомендуется выбирать из диапазона $[s]=1,5-2,5$. В конечном итоге величина коэффициента задается субъективно, в зависимости от ответственности конструкции, последствий разрушения вала, точности определения нагрузок и напряжений, уровня технологии изготовления и контроля. Для рассматриваемой задачи примем $[s]=2,2$.

Расчет на выносливость базируется на статическом расчете напряженно-деформированного состояния.

Расчетный запас прочности определяется для наиболее опасного сечения, поэтому, прежде всего, нужно найти те сечения вала, которые подлежат проверке. В нашем случае такими сечениями будут (рис. 3):

- сечение 1-1, в котором имеется концентратор напряжений в виде галтели;
- сечение 2-2, ослабленное шпоночным пазом в месте приложения внешних сил F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} и моментов M_{a1} , T_1 ;
- сечение 3-3 с канавкой А,
- сечение 4-4, имеющее шпоночный паз в месте приложения внешних сил F_{t2} , F_{r2} , F_{a2} и моментов M_{a2} , T_2 .

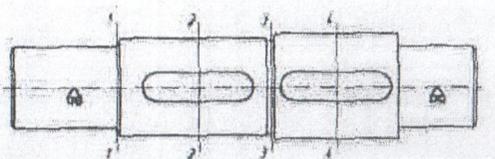


Рис. 3. Схема расположения опасных сечений вала

Для каждого из этих сечений необходимо провести расчет усталостной прочности при совместном действии напряжений кручения и изгиба:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \leq [s],$$

где $s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_{am} + \psi_\sigma \sigma_m}$ – коэффициент запаса сопротивления усталости по изгибу;

$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_{am} + \psi_\tau \tau_m}$ – коэффициент запаса сопротивления усталости по напряжениям сдвига;

σ_{am} и τ_{am} – амплитуды переменных напряжений;

σ_m и τ_m – средние напряжения цикла;

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты асимметрии цикла, учитывающие влияние средних напряжений на величину усталостной прочности; величины этих коэффициентов, согласно ГОСТ 25.504-82, рекомендуется выбирать следующим образом:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 700 = 0,16; \quad \psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma = 0,08;$$

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты концентрации напряжений в опасном сечении при изгибе и кручении соответственно:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1}{K_\nu}; \quad K_{\tau D} = \frac{K_\tau / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1}{K_\nu}.$$

Для получения числовых значений $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ необходимо рассчитать ряд параметров:

K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений, учитывающие влияние местных напряжений на величину запаса по усталостной прочности (табл. 1 – 2);

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – масштабные факторы, характеризующие повышение вероятности появления усталостных трещин при возрастании линейных размеров детали, вычисляющиеся по формулам:

$$K_{d\sigma} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu_\sigma} \right]; \quad K_{d\tau} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu_\tau} \right],$$

где d – выраженный в миллиметрах диаметр вала;

$$\nu_\sigma = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \sigma_b = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 700 = 0,103;$$

$$\nu_\tau = 1,5 \nu_\sigma = 0,155;$$

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества (шероховатости) поверхности; для шлифования равные $K_{F\sigma} = K_{F\tau} = 1$;

K_ν – коэффициент, учитывающий наличие поверхностного упрочнения (табл.3), равный для заданного вала $K_\nu = 1$, поскольку последний изготовлен без поверхностного упрочнения.

В этом случае расчетные формулы для вычисления коэффициентов концентрации напряжений в опасном сечении значительно упрощаются:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}; \quad K_{\tau D} = \frac{K_\tau}{K_{d\tau}}.$$

Учитывая характер работы вала, можно, если противное не оговорено особо, закон изменения вызванных изгибом нормальных напряже-

ний считать **симметричным**, а сжатием и растяжением по отношению к изгибу пренебречь. При таких допущениях

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_{am} = \frac{M}{W},$$

где $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ – результирующий изгибающий момент;

W – осевой момент сопротивления.

Касательные напряжения, в свою очередь, всегда положительны и могут изменяться пульсационно от нуля до номинального значения, поэтому

$$\tau_m = \tau_{am} = 0,5\tau = \frac{T}{2W_p},$$

W_p – полярный момент сечения.

Таблица 1 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений ступенчатом переходе с галтелью

t/r	r/d	K _σ при σ _в , МПа			K _τ при σ _в , МПа		
		500	700	900	500	700	900
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,35	1,35	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,4	1,45	1,45
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,45	1,45	1,5
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,4	1,4	1,45
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,4	1,4	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	1,55	1,6	1,65
	0,03	1,8	1,95	2,05	1,55	1,6	1,65
	0,05	1,75	1,9	2,0	1,55	1,6	1,65
3	0,01	1,9	2,0	2,1	1,55	1,6	1,65
	0,02	1,95	2,1	2,2	1,6	1,7	1,75
	0,03	1,95	2,1	2,25	1,65	1,7	1,75
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,2	2,3	2,4
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,1	2,15	2,25

Обозначения, использованные в таблице, пояснены на рис.4.

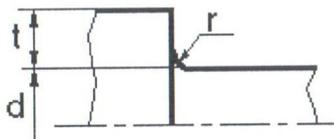


Рис.4.

Таблица 2 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении валов для разных концентраторов

σ _в , МПа	Шпоночная канавка		Резьба	
	K _σ *	K _τ	K _σ	K _τ
600	1,46/1,76	1,54	1,96	1,54
800	1,62/2,01	1,88	2,20	1,71
1000	1,77/2,26	2,22	2,61	2,22

* В числителе указаны значения коэффициента K_σ для канавок, полученных пальцевой фрезой, а в знаменателе – дисковой.

Таблица 3 – Коэффициент упрочнения K₀ для гладких валов

Вид обработки поверхности	σ _в , МПа	K ₀
Нет обработки	800 – 1200	1
Цементация	1000 – 1200	1,1 – 1,2
Закалка с нагревом ТВЧ	600 – 800	1,5 – 1,7
	800 – 1200	1,3 – 1,5
Азотирование	900 – 1200	1,1 – 1,25
	700 – 800	1,4 – 1,5

2. Определение геометрических характеристик опасных сечений

Сечение 1–1:

$$W_1 = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 50^3}{32} = 12272 \text{ мм}^3; \quad W_{1p} = 2W_1 = 24544 \text{ мм}^3.$$

Сечения 2–2 и 3–3:

$$W_2 = W_3 = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} = 21206 \text{ мм}^3; \quad W_{2p} = W_{3p} = 2W_2 = 42412 \text{ мм}^3.$$

Сечение 4–4:

$$W_4 = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{32} = 26961 \text{ мм}^3; \quad W_{4p} = 2W_4 = 53922 \text{ мм}^3.$$

3. Определение реакций опор

Реакции опор определяются путем составления уравнений моментов. Расчетные схемы вала в горизонтальной и вертикальной плоскости приведены на рис.4.

Горизонтальная плоскость:

$$\Sigma M_{r,1}=0: F_{r1} \cdot (30+50) - F_{r2} \cdot (30+100+40) + R_{y2} \cdot (30+100+80+25) = 0;$$

$$R_{y2} = (-F_{r1} \cdot 80 + F_{r2} \cdot 170) / 235 = (-13,3 \cdot 80 + 40 \cdot 170) / 235 = 24,41 \text{ кН};$$

$$\Sigma Y=0: -R_{y1} - F_{r1} + F_{r2} - R_{y2} = 0;$$

$$R_{y1} = -F_{r1} + F_{r2} - R_{y2} = -13,3 + 40 - 24,41 = 2,29 \text{ кН}.$$

Вертикальная плоскость:

$$\Sigma M_{r,1}=0: F_{r1} \cdot (30+50) - M_{a1} + F_{r2} \cdot (30+100+40) + M_{a2} - R_{x2} \cdot (30+100+80+25) = 0;$$

$$R_{x2} = (F_{r1} \cdot 80 + F_{r2} \cdot 170 - M_{a1} + M_{a2}) / 235 = (4,9 \cdot 80 + 14,7 \cdot 170 - 280 - 280) / 235 = 12,3 \text{ кН};$$

$$\Sigma Y=0: R_{x1} - F_{r1} - F_{r2} + R_{x2} = 0;$$

$$R_{x1} = F_{r1} + F_{r2} - R_{x2} = 4,9 + 14,7 - 12,3 = 7,3 \text{ кН}.$$

4. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов для заданного вала

Силовые факторы в опасном сечении 1-1:

изгибающий момент

в горизонтальной плоскости: $M_{y1} = 2290 \cdot 0,03 = 68,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$
 в вертикальной плоскости: $M_{x1} = 7300 \cdot 0,03 = 219 \text{ Н}\cdot\text{м};$

результрующий изгибающий момент: $M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = 229,52 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Силовые факторы в опасном сечении 2-2:

изгибающий момент

в горизонтальной плоскости: $M_{y2} = 183,32 \text{ Н}\cdot\text{м},$
 в вертикальной плоскости (слева от сечения): $M_{x2} = 583,83 \text{ Н}\cdot\text{м};$

результрующий изгибающий момент: $M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = 611,93 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Силовые факторы в опасном сечении 3-3:

изгибающий момент

в горизонтальной плоскости: $M_{y3} = 2290 \cdot 0,13 + 13300 \cdot 0,05 = 962,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$
 в вертикальной плоскости: $M_{x3} = 7300 \cdot 0,13 - 4900 \cdot 0,05 - 280 = 424 \text{ Н}\cdot\text{м};$

результрующий момент: $M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = 1051,94 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Силовые факторы в опасном сечении 4-4:

изгибающий момент

в горизонтальной плоскости: $M_{y4} = 1586,55 \text{ Н}\cdot\text{м},$
 в вертикальной плоскости (справа от сечения): $M_{x4} = 79,64 \text{ Н}\cdot\text{м};$

результрующий момент: $M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = 1776,67 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Момент кручения во всех сечениях одинаковый: $T = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}.$ Исключение составляет сечение 1-1, в котором $T = 0.$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов для заданного вала приведены на рис. 5.

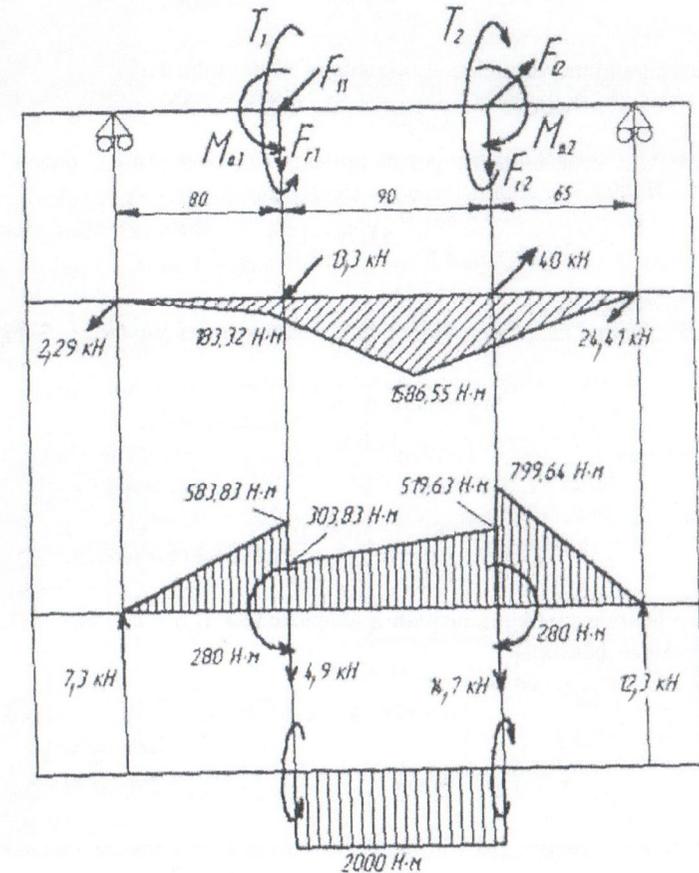


Рис. 5. Эпюры изгибающих и крутящего моментов вала

5. Определение коэффициента запаса прочности по сечениям

Сечение 1-1.

Так как момент кручения в этом сечении равен нулю, то $s_1 = s_{\sigma 1}.$

Амплитудное напряжение изгиба:

$$\sigma_{am1} = \frac{M_1}{W_1} = \frac{229,52 \cdot 10^3}{12272} = 18,703 \text{ МПа.}$$

Эффективный коэффициент концентрации в сечении 1-1 (табл. 1):

$$K_{\sigma 1} = 1,55.$$

Масштабный фактор:

$$K_{d\sigma 1} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{50}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,103} \right] = 0,838.$$

Коэффициент концентрации напряжений при изгибе:

$$K_{\sigma D1} = K_{\sigma 1} / K_{d\sigma 1} = 1,55 / 0,838 = 1,85.$$

Следовательно, коэффициент запаса прочности в сечении 1-1 равен

$$s = s_{\sigma 1} = \frac{336}{18,703 \cdot 1,85} = 9,711.$$

Сечение 2-2.

Амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла:

$$\sigma_{am2} = \frac{M_2}{W_2} = \frac{611,93 \cdot 10^3}{21206} = 28,856 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{m2} = \tau_{am2} = \frac{T}{2W_{2p}} = \frac{2000 \cdot 10^3}{2 \cdot 42412} = 23,578 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты концентрации напряжений: $K_{\sigma 2} = 2,0$; $K_{\tau 2} = 1,7$; и масштабные факторы:

$$K_{d\sigma 2} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{60}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,103} \right] = 0,826; \quad K_{d\tau 2} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{60}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,155} \right] = 0,762;$$

$$K_{\sigma D2} = K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = 2 / 0,826 = 2,421; \quad K_{\tau D2} = K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = 1,7 / 0,762 = 2,231.$$

* Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$s_{\sigma 2} = \frac{336}{28,856 \cdot 2,421} = 4,809; \quad s_{\tau 2} = \frac{175}{23,578 \cdot (2,231 + 0,08)} = 3,212.$$

Тогда коэффициент запаса прочности в сечении 2-2:

$$s_2 = \frac{s_{\sigma 2} \cdot s_{\tau 2}}{\sqrt{s_{\sigma 2}^2 + s_{\tau 2}^2}} = 2,671.$$

Сечение 3-3.

Амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла:

$$\sigma_{am3} = \frac{M_3}{W_3} = \frac{1051,94 \cdot 10^3}{21206} = 49,606 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{m3} = \tau_{am3} = \frac{T}{2W_{3p}} = \frac{2000 \cdot 10^3}{2 \cdot 42412} = 23,578 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты концентрации напряжений: $K_{\sigma 3} = 1,95$; $K_{\tau 3} = 1,6$ и масштабные факторы:

$$K_{d\sigma 3} = K_{d\sigma 2} = 0,826; \quad K_{d\tau 3} = K_{d\tau 2} = 0,762;$$

$$K_{\sigma D3} = K_{\sigma 3} / K_{d\sigma 3} = 1,95 / 0,826 = 2,361; \quad K_{\tau D3} = K_{\tau 3} / K_{d\tau 3} = 1,6 / 0,762 = 2,1.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$s_{\sigma 3} = \frac{336}{49,606 \cdot 2,361} = 2,869; \quad s_{\tau 3} = \frac{175}{23,578 \cdot (2,1 + 0,08)} = 3,405.$$

Тогда коэффициент запаса прочности в сечении 3-3:

$$s_3 = \frac{s_{\sigma 3} \cdot s_{\tau 3}}{\sqrt{s_{\sigma 3}^2 + s_{\tau 3}^2}} = 2,194.$$

Сечение 4-4.

Амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла:

$$\sigma_{am4} = \frac{M_4}{W_4} = \frac{1176,67 \cdot 10^3}{26961} = 43,643 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{m4} = \tau_{am4} = \frac{T}{2W_{4p}} = \frac{2000 \cdot 10^3}{2 \cdot 53922} = 18,545 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты концентрации напряжений: $K_{\sigma 4} = 2$; $K_{\tau 4} = 1,7$
и масштабные факторы:

$$K_{d\sigma 4} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{65}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,103} \right] = 0,82 ;$$

$$K_{d\tau 4} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{65}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,155} \right] = 0,756 ;$$

$$K_{\sigma D4} = K_{\sigma 4} / K_{d\sigma 4} = 2 / 0,82 = 2,421 ; \quad K_{\tau D4} = K_{\tau 4} / K_{d\tau 4} = 1,7 / 0,756 = 2,231.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$s_{\sigma 4} = \frac{336}{43,643 \cdot 2,421} = 3,18 ; \quad s_{\tau 4} = \frac{175}{18,545 \cdot (2,231 + 0,08)} = 4,083 .$$

Тогда коэффициент запаса прочности в сечении 4-4:

$$s_4 = \frac{s_{\sigma 4} \cdot s_{\tau 4}}{\sqrt{s_{\sigma 4}^2 + s_{\tau 4}^2}} = 2,509 .$$

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод о том, что данный вал имеет недостаточную усталостную прочность в сечении 3-3, для которого значение коэффициента запаса меньше допустимого, $s_3 = [s] = 2,2$.

Расчет вала по усталостной прочности в модуле APM Shaft

Для расчета вала в модуле **APM Shaft** необходимо изобразить вал, описать условия его закрепления, задать точки приложения и величины действующих на вал внешних нагрузок, указать все имеющиеся концентраторы напряжений и ввести параметры материала (или выбрать один из стандартных материалов в базе данных).

Окно результатов, выводимых после выполнения расчета, показано на рис. 6.

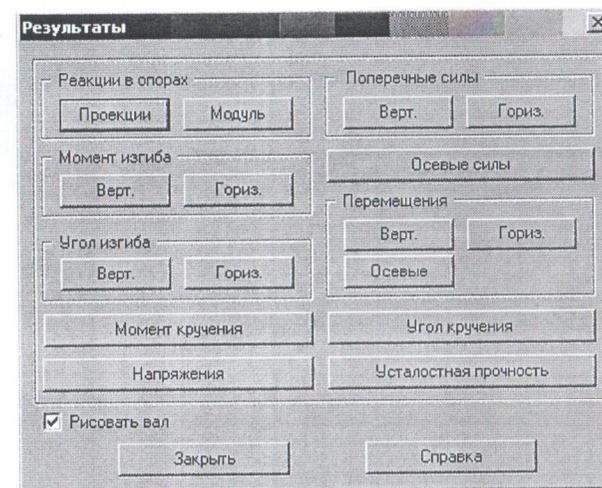


Рис.6. Окно результатов модуля APM Shaft

На рис. 7-8 приведены некоторые из эпюр, полученные при расчете данного вала в предлагаемой программе, а на рис.9 – график изменения коэффициента запаса по усталостной прочности.

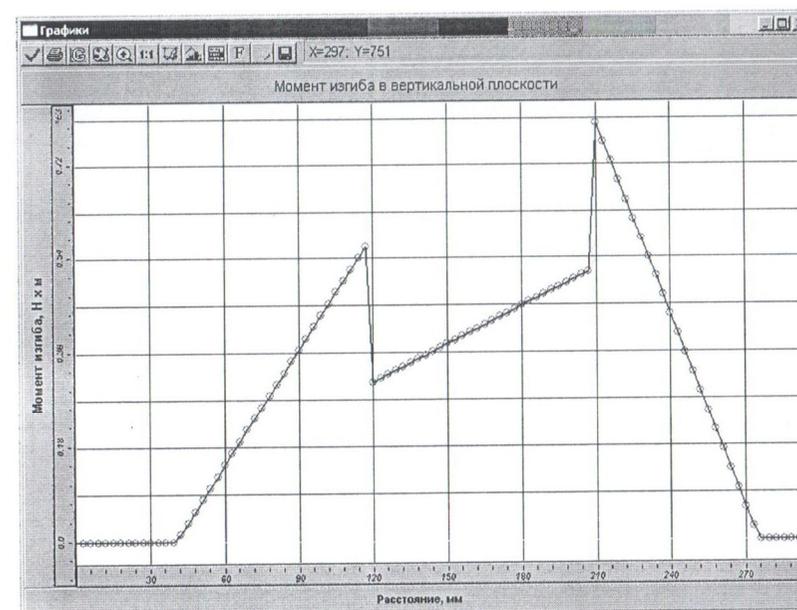


Рис. 7. Момент изгиба в вертикальной плоскости

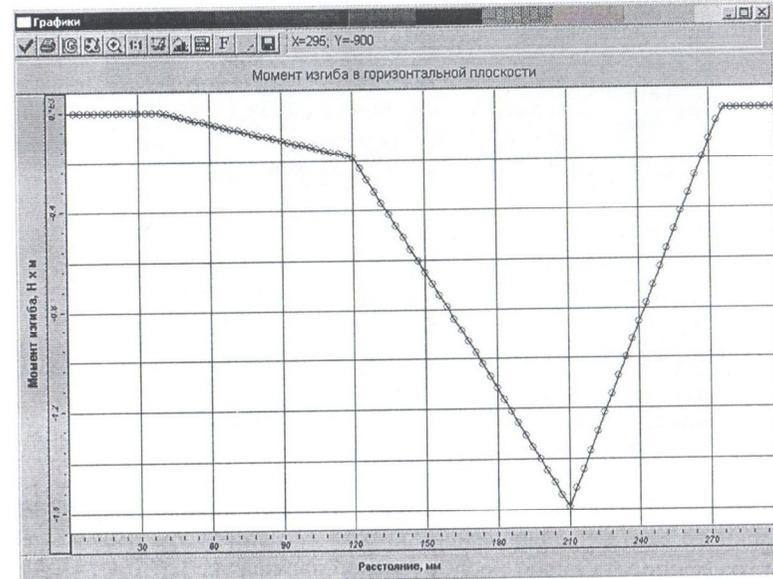


Рис. 8. Момент изгиба в горизонтальной плоскости

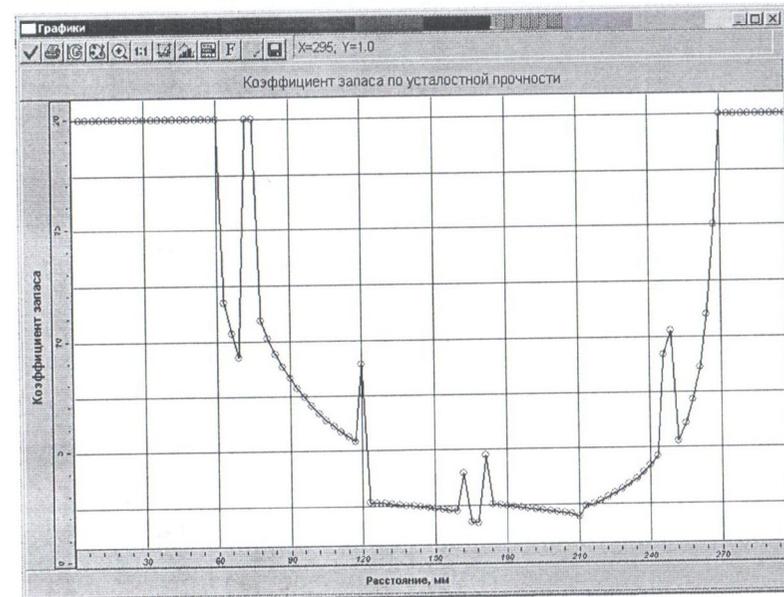


Рис. 9. Коэффициент запаса по усталостной прочности