

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Уфимский государственный авиационный технический университет»**

Кафедра \_\_\_\_\_ Информатики \_\_\_\_\_

100	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
90												
80												
70												
60												
50												
40												
30												
20												
10												
0												

## ОТЧЕТ

по лабораторной работе №3

«Напряжения и деформации

при кручении стержней»

по дисциплине **Методы и средства предотвращения  
нестатных ситуаций в ОТС**

**1306.558308.000 ПЗ**

(обозначение документа)

Группа	СТС-407	Фамилия И.О.	Подпись	Дата	Оценка
Студент		Гараев Д.Н.			
Консультант		Минасов Ш. М.			
Принял					

## Содержание

Введение.....	3
1    Ход работы.....	4
Заключение .....	9
Список литературы .....	10

					1306.558308.000 ПЗ			
Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата				
Разраб		Гараев Д.Н.			<b>Лабораторная работа №1</b> <b>«Напряжения и деформации при</b> <b>кручении стержней»</b>	Лит	Лист	Листов
Провер.		Минасов Ш. М.					2	10
Н. контр						УГАТУ СТС-407		
Утв								

## Введение

В работе рассматривается стержень круглого поперечного сечения (Рисунок 1), нагруженный сосредоточенными моментами, приложенными в плоскости, перпендикулярной его продольной оси.

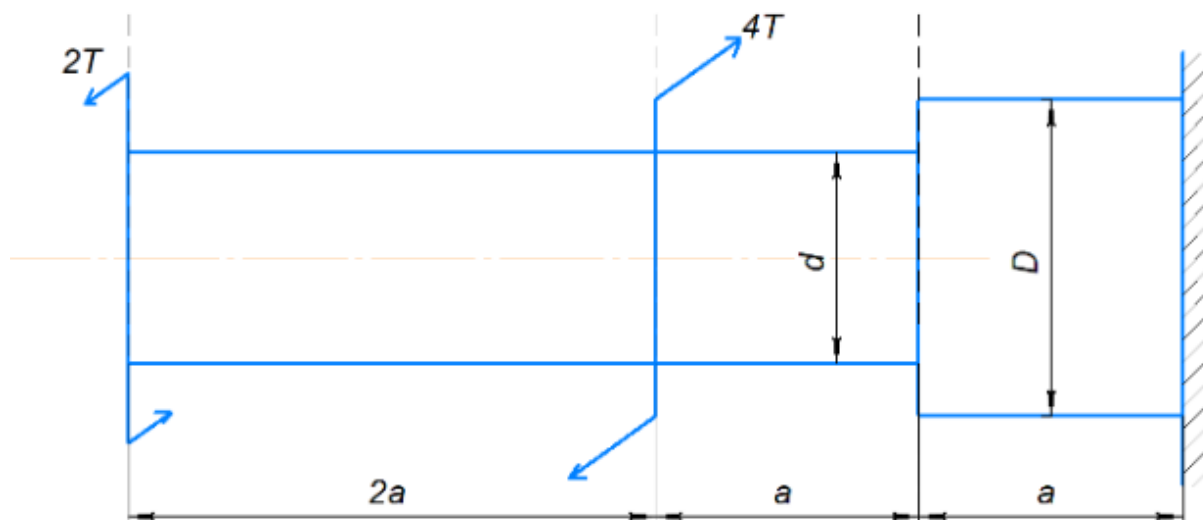


Рисунок 1 – Расчетная схема

Для вала необходимо назначить диаметр поперечного сечения из условий прочности и жесткости. Расчет на прочность необходимо выполнить по методу допускаемых напряжений.

Таблица 1 – Исходные данные для проектирования

$a$ , м	$T$ , кН·м;	$D:d$	$R_{cp}$ , МПа	$[\theta]$ , %м.п	$G$ , МПа
0,55	7	1,15	165	0,45	$0,8 \cdot 10^5$

## 1 Ход работы

Для решения поставленной задачи потребуется определить сечение, в котором касательное напряжение достигает максимума, и найти тот участок вала, на котором возникает максимальный угол закручивания. Это достигается при построении эпюр крутящих моментов  $T$ , касательных напряжений  $\tau$  и углов закручивания вала  $\varphi$ .

Для построения эпюр крутящих моментов и касательных напряжений вал разбивается на характерные участки (Рисунок 2 – Расчетная схема, разделенная на участки), границами которых служат те сечения, где прикладываются сосредоточенные нагрузки или изменяется диаметр вала.

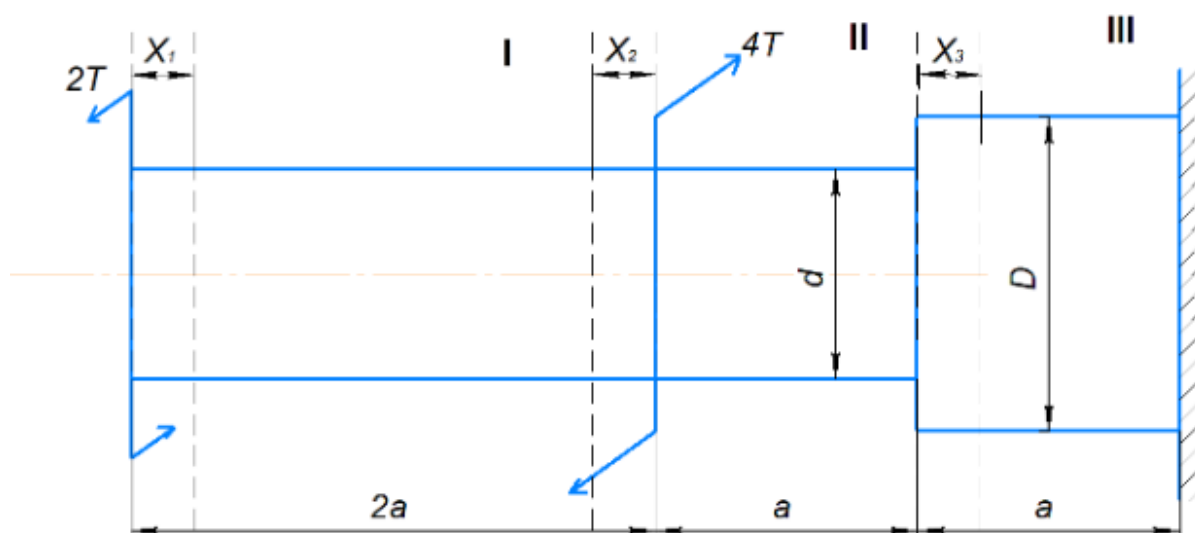


Рисунок 2 – Расчетная схема, разделенная на участки

Сечение I ( $0 \leq x_1 \leq 2a$ ):

$$T_1 = -2T = -14 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Значение максимального касательного напряжения в сечении может быть получено в общем виде:

$$\tau_1 = \frac{T_1}{W_{\rho 1}} = \frac{-16 \cdot 2T}{\pi \cdot d^3} = \frac{-0,0713}{d^3}.$$

Сечение II ( $0 \leq x_2 \leq a$ ):

$$T_2 = -2T + 4T = 2T = 14 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата
-----	------	---------	------	------

1306.558308.000 ПЗ

Лист

4

Значение максимального касательного напряжения в сечении с учетом знака внутреннего усилия может быть получено в общем виде:

$$\tau_2 = \frac{T_2}{W_{\rho 2}} = \frac{16 \cdot 2T}{\pi \cdot d^3} = \frac{0,0713}{d^3}.$$

Сечение III ( $0 \leq x_2 \leq a$ ):

$$T_3 = -2T + 4T = 2T = 14 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выражая диаметр вала D на этом участке как  $D = 1,15d$ , получим значение напряжения:

$$\tau_3 = \frac{T_3}{W_{\rho 3}} = \frac{16 \cdot 2T}{\pi \cdot (1,15)^3 \cdot d^3} = \frac{0,0465}{d^3}.$$

Максимальное (по модулю) касательное напряжение действует в сечении второго участка вала, следовательно условие прочности составляется для этого участка:

$$\tau_2 = \left| \tau_{\max} \right| \frac{0,0756}{d^3} \frac{1}{s_s}$$

$$d \geq \sqrt[3]{0,0756/165} = 0,077 \text{ м}.$$

$$\tau_2 = |\tau_{\max}| = \frac{0,0713}{d^3} \leq R_{\text{ср}} \rightarrow d \geq \left( \frac{0,0713}{165} \right)^{0,3} = 0,0756 \text{ м}$$

Из условия прочности по касательным напряжениям:

$$d = 75,6 \text{ мм}, D = 86,9 \text{ мм}.$$

Для расчета на жесткость необходимо определить значения углов закручивания вала на каждом участке.

Абсолютный угол закручивания первого участка вала:

$$\varphi_1 = \frac{T_1 L}{3GI_{\rho 1}} = \frac{-2T \cdot 2a \cdot 32}{3G\pi d^4} = \frac{-42,67Ta}{G\pi d^4}.$$

Относительный угол закручивания первого участка вала:

$$\theta_1 = \frac{T_1}{GI_{\rho 1}} = \frac{-2T \cdot 32}{G\pi d^4} = \frac{-64T}{G\pi d^4}.$$

Абсолютный угол закручивания второго участка вала:

$$\varphi_2 = \frac{T_2 L}{3GI_{\rho 2}} = \frac{2T \cdot a \cdot 32}{3G\pi d^4} = \frac{21,33Ta}{G\pi d^4}.$$

Относительный угол закручивания второго участка вала:

$$\theta_2 = \frac{T_2}{GI_{\rho 2}} = \frac{2T \cdot 32}{G\pi d^4} = \frac{64T}{G\pi d^4}.$$

Абсолютный угол закручивания третьего участка вала ( $D = 1,15d$ ):

$$\varphi_3 = \frac{T_3 L}{3GI_{\rho 3}} = \frac{2T \cdot a \cdot 32}{3G\pi(1,15)^4 d^4} = \frac{12,197Ta}{G\pi d^4}.$$

Относительный угол закручивания третьего участка вала:

$$\theta_3 = \frac{T_3}{GI_{\rho 3}} = \frac{2T \cdot 32}{G\pi(1,15)^4 d^4} = \frac{36,591T}{G\pi d^4}.$$

Построение эпюры углов закручивания следует начинать с третьего участка вала, так как в сечении, примыкающем к жесткой заделке, деформация сдвига равна 0.

Полный угол закручивания вала получаем при суммировании углов закручивания на каждом участке:

$$\varphi_n = \sum \varphi_i;$$

$$\varphi_n = (-42,67 + 21,33 + 12,197) \frac{Ta}{G\pi d^4} = 12,197 \cdot \frac{Ta}{G\pi d^4}.$$

Максимальный по модулю относительный угол закручивания  $\theta_2$ . Тогда условие жесткости:

$$\theta_2 = \theta \frac{64T}{G\pi d_{max}^4}$$

Из условия жесткости требуемый диаметр поперечного сечения вала:

$$d \geq \sqrt[4]{64T/G\pi[\theta]}.$$

После подстановки численных значений в полученное выражение и перевода величины  $[\theta]$  в радианы, получим:

$$d \geq \sqrt[4]{64 \cdot 7 \cdot 10^{-3} \cdot 180 / 0,8 \cdot 10^5 \cdot 3,14^2 \cdot 0,445} = 0,123 \text{ м}.$$

По условию жесткости принято  $d = 123 \text{ мм}$ , тогда  $D = 141,54 \text{ м}$ .

Так как размеры поперечного сечения вала, полученные из условия жесткости, больше, чем из условия прочности, окончательно назначено:

$$d = 123\text{мм}, D = 141,54 \text{ м.}$$

Эпюры крутящих моментов, касательных напряжений и углов закручивания вала показаны на Рисунок 3.

					1306.558308.000 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата		7

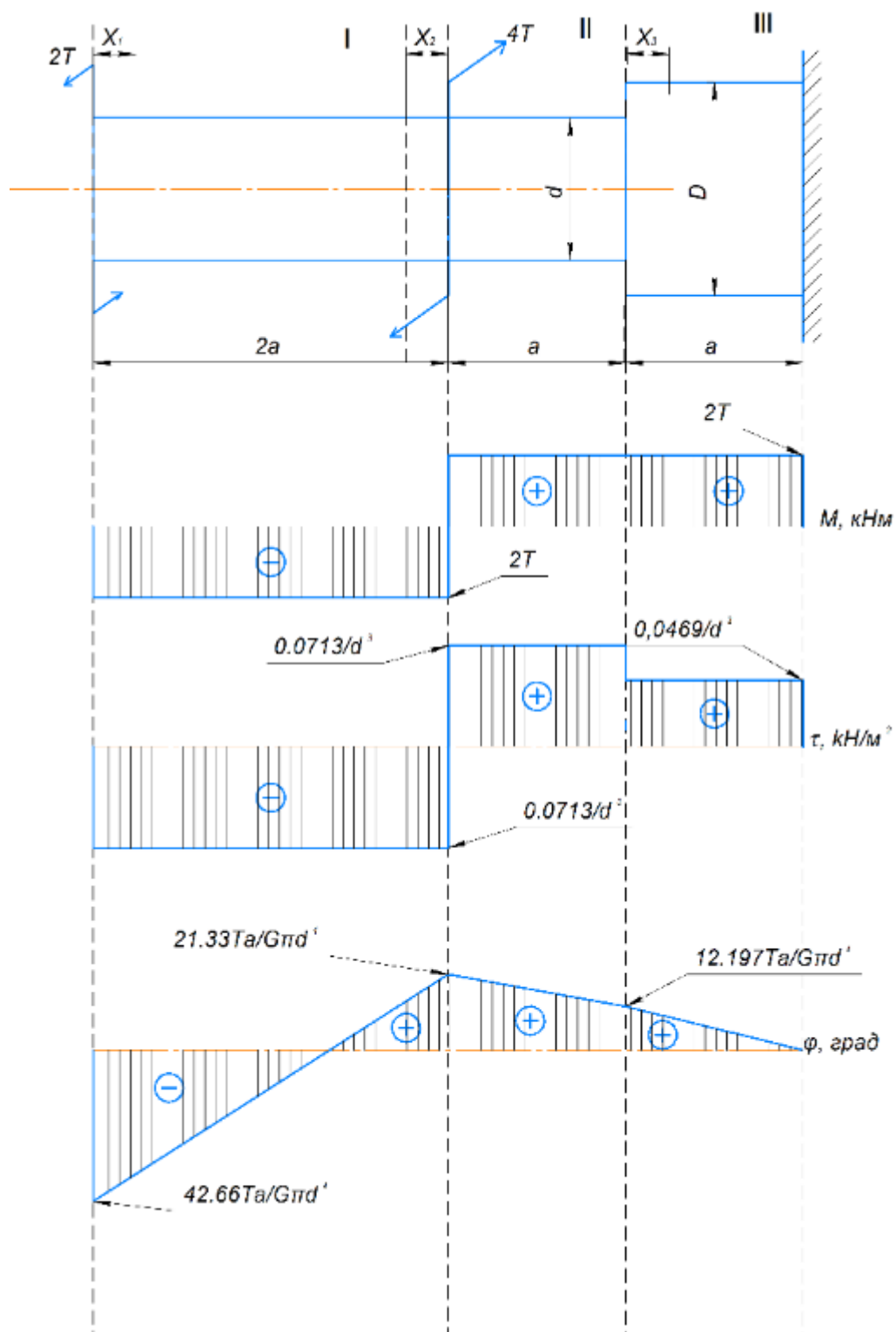


Рисунок 3 - Эпюры крутящих моментов, касательных напряжений и углов закручивания вала

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата
-----	------	---------	------	------

1306.558308.000 ПЗ



## Заключение

В ходе выполнения лабораторной работы был рассмотрен вал, для которого было необходимо назначить диаметр поперечного сечения из условий прочности и жесткости. Расчет на прочность был выполнен по методу допускаемых напряжений. Максимальное касательное напряжение было выявлено на втором участке вала, с помощью него были рассчитаны значения  $d = 75,6$  мм,  $D = 86,9$  мм.

Далее размеры сечения были рассчитаны из условия жесткости, так как размеры поперечного сечения вала, полученные из условия жесткости, больше, чем из условия прочности, окончательно назначено, что  $d = 123$  мм,  $D = 141,54$  мм.

Также были построены эпюры крутящих моментов, касательных напряжений и углов закручивания вала.

					1306.558308.000 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата		9

## Список литературы

1. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов: Учеб. Для вузов. – М.: Высш. шк., 2001 – 560 с.
2. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. – М.: Высш. шк., 1989 – 624 с.
3. Сопротивление материалов с основами теории упругости и пластичности: Учеб. для вузов/под ред. Г.С. Варданяна – М.: Издв-во АСВ, 1995 – 568 с.
4. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов/под ред. Г.С. Писаренко – Киев: Высш. шк, 1986 – 736 с.

					1306.558308.000 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата		10