

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ  
ФГБОУ ВО ИРКУТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени А.А. ЕЖЕВСКОГО  
Кафедра технического сервиса и общепрофессиональных дисциплин

# **РАСЧЕТ ПРИВОДНЫХ ВАЛОВ**

**Учебно-методическое пособие для студентов инженерного факультета**

**МОЛОДЕЖНЫЙ 2020**

УДК 539.41:621.824(072)

Р 248

Рекомендовано к изданию методическим советом инженерного факультета Иркутского государственного аграрного университета им А. А. Ежевского (протокол № 9 от 21 мая 2020 г.).

Составители: А. В. Косарева, С. В. Алтухов

Рецензент: С. В. Агафонов – к.т.н., доцент кафедры «Технический сервис и общепрофессиональные дисциплины» Иркутского аграрного университета имени А. А. Ежевского

Расчет приводных валов : учебно-методическое пособие для студентов инженерного факультета / Иркут. гос. аграр. ун-т им. А. А. Ежевского ; сост.: А. В. Косарева, С. В. Алтухов. – Молодежный : Изд-во ИрГАУ, 2020.- 64 с.

Данное учебно- методическое пособие по содержанию соответствует рабочим программам дисциплины «Сопротивление материалов», Государственным образовательным стандартам подготовки бакалавров инженерных направлений.

Предназначено для самостоятельной работы и помощи при выполнении расчетно-графических работ. Содержит задания, краткие методические указания и пример выполнения контрольной задачи.

© Косарева А.В., Алтухов С. В., 2020

© Иркутский государственный аграрный университет им. А. А. Ежевского, 2020

## СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                                             |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Методические указания к выполнению<br>расчетно-графической работы                           | 4  |
| Основные понятия и определения                                                              | 5  |
| Расчет вала редуктора                                                                       | 10 |
| Общий порядок выполнения расчета                                                            | 12 |
| Пример выполнения задания                                                                   | 19 |
| Расчет вала на выносливость (усталостную прочность) в<br>предположительно опасном сечении   | 24 |
| Расчет вала на выносливость (усталостную прочность) в месте<br>расположения шпоночного паза | 26 |
| Расчёт вала в программе АПМ Win.Machine                                                     | 28 |
| Модуль Beam                                                                                 |    |
| Расчёт вала в модуле APM Shaft                                                              | 37 |
| Оценка результатов расчёта и проверка жёсткости вала                                        | 45 |
| Редактирование размеров вала                                                                | 47 |
| Заключение                                                                                  | 50 |
| Список литературы                                                                           | 52 |
| Приложение                                                                                  | 53 |

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ**

Расчетно - графическая работа по дисциплине «Сопротивление материалов» для студентов инженерного факультета, выполняется по индивидуальному заданию. Каждому студенту выдают задание в соответствии с последними цифрами его учебного шифра (зачетной книжки).

### **Последняя цифра номер строки. Предпоследняя – номер рисунка**

Задание выполняется на листах формата А4, с одной стороны. Титульный лист оформляется в соответствии с существующими требованиями (Приложение А). Все остальные листы, согласно следующих требований: отступ сверху, снизу - 20 мм, слева - 25мм; справа - 10 мм. Рисунки выполняются карандашом аккуратно и чётко, с учётом условий варианта задания. Решение задачи необходимо сопровождать краткими пояснениями и в соответствии с теми обозначениям, которые даны на чертежах. Контрольную работу рекомендуется выполнять с помощью программ Word и Компас, с учётом требований к подобным работам [7,8].

## ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В большинстве машин и механизмов присутствуют валы, вращающиеся на подшипниках и при этом поддерживающие детали передач (шкивы, звёздочки, зубчатые и червячные колёса). Валы обычно испытывают сложное напряжённое состояние, вследствие совместного действия изгиба и кручения. Это состояние возникает под действием сил, действующих на вал от давления на зубья шестерён, натяжения ремней и собственного веса вала, шкивов и т.д.

**Совместным действием кручения и изгиба** называется такой вид деформации, при котором в поперечном сечении бруса действуют одновременно крутящий и изгибающий моменты. Такой вид деформации возникает в валах редукторов и коробок скоростей, в трансмиссионных валах приводов. Силы, действующие на валы, вызывают как изгибающие, крутящие моменты, так и поперечные силы. В результате в поперечных сечениях возникают нормальные и касательные напряжения от кручения и изгиба.

При расчете вала определяем опасное сечение. Для этого необходимо построить эпюры изгибающих и крутящих моментов. С этой целью силы, действующие на вал раскладывают на составляющие вдоль осей координат, или распределяют на силы в горизонтальной и в вертикальной плоскости.

Для проверки прочности необходимо найти следующие виды напряжений:

1. Напряжения при кручении:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p}$$

где  $T$  – крутящий момент, Нм;

$W_p$  – полярный момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>.

2. Напряжения при сложном изгибе:

$$\sigma_{\text{сумм.}} = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y}$$

где  $M_x$ ,  $M_y$  – изгибающие моменты, относительно осей  $X$  и  $Y$  соответственно,  $X$  и  $Y$  – соответственно горизонтальная и вертикальная оси поперечного сечения;

$W_x$ ,  $W_y$  – моменты сопротивления, относительно осей  $X$  и  $Y$  соответственно.

Для случая сложного изгиба, когда сечение имеет одинаковые моменты инерции относительно главных осей (симметричные сечения) можно определить суммарный изгибающий момент  $M_{\text{сумм.}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ , а по нему суммарные напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{сумм.}} = \frac{M_{\text{сумм.}}}{W}$$

Таким образом, имеет место наложение напряжённого состояния чистого сдвига на неоднородное плоское напряжённое состояние поперечного изгиба и необходимо вычислить эквивалентные напряжения по одной из теорий прочности (третьей или четвертой).

**Эквивалентным** называется напряжение, которое нужно создать в растянутом стержне, чтобы получить напряжённое состояние равноопасное заданному, рисунок 1.

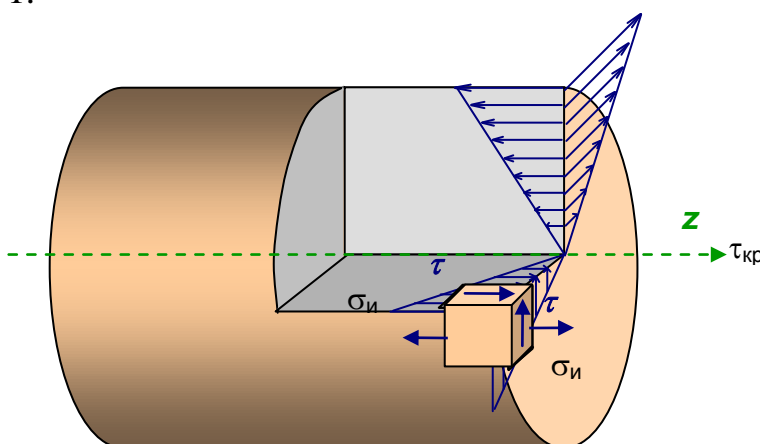


Рисунок 1- Характер распределения напряжений в плоскости поперечного сечения вала

Определив опасное сечение необходимо найти опасные точки. Опасными являются точки наиболее удаленные от нейтральной линии (линия, где напряжения равны нулю). В этих точках одновременно и нормальные напряжения, и касательные напряжения от крутящего момента имеют, как правило, максимальное значение.

Если выделить у наиболее опасной точки бесконечно малый элемент, рисунок 1, то по четырём его граням действуют касательные напряжения, а к двум из этих граней приложены еще и нормальные напряжения. Таким образом при изгибе с кручением элемент в опасной точке находится в плоском напряженном состоянии. Поэтому определяем напряжения в опасном сечении, аналогично напряжениям при изгибе. Разница лишь в том, что при изгибе касательные напряжения обусловлены поперечной силой, а при изгибе с кручением крутящим моментом.

Условие прочности можно записать согласно третьей или четвертой теориям прочности. Эквивалентное напряжение определяется следующим образом:

$$\sigma_{III} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

### **Расчет вала на выносливость (усталостную прочность) при повторно-переменных нагрузках**

Разрушение материалов от действия нагрузок меняющихся во времени по величине и знаку происходит при значительно меньших напряжениях, чем при действии статической нагрузки.

Практикой установлено, что если элемент конструкции многократно подвергается переменному напряжению, то после некоторого числа перемен напряжений в нем появится трещина, которая постепенно будет развиваться. В результате происходит разрушение без значительных остаточных деформаций, даже для пластичных материалов. При этом разрушение материала может произойти при напряжениях значительно ниже предела

текучести. Разрушение материала под действием повторно – переменных напряжений называется **усталостным разрушением**.

Способность материала сопротивляться разрушению при действии повторно- переменных напряжений называется **выносливостью материала**.

Усталостное разрушение наблюдается при наличии одной из особенностей приложения нагрузки:

1. многократное приложение нагрузки одного знака (от нуля до максимума);

2. многократное повторение нагрузки, периодически изменяющейся не только по величине, но и по знаку (знакопеременные нагрузки). При этом различают изменение нагрузки по симметричному и по несимметричному, относительно нуля, циклу.

Максимальное напряжение, при котором материал способен сопротивляться, не разрушаясь, при любом произвольно большом числе повторений переменных напряжений, называется **пределом выносливости** или **пределом усталости**.

Предел выносливости материала определяется экспериментально. Он зависит от формы и размеров детали, способа ее обработки, состояния поверхности детали, вида напряжённого состояния, закона изменения нагрузки во времени при испытаниях, предварительной внутренней напряжённости материала и т.п.

Значительное влияние на усталостную прочность оказывает концентрация напряжений, вызванная резким изменением сечения детали или другими факторами, которые содействуют зарождению усталостной трещины. На практике, концентраторами являются шпоночные пазы, отверстия в детали, малые радиусы закруглений в местах резкого изменения размеров сечения, резьба и т.п. Влияние концентраторов напряжений на усталостную прочность принято оценивать с помощью нескольких эмпирических коэффициентов. Коэффициент чувствительности концентрации напряжений зависят не только от механических свойств, но и от конструктивной формы самой детали и распределения напряжений в ней.



Коэффициент влияния размеров (масштабный фактор). С увеличением размеров детали, при сохранении ее геометрического подобия значение эффективных коэффициентов концентрации напряжений увеличивается, а выносливость понижается.

Влияние состояния поверхности учитывает коэффициент, связанный с шероховатостью поверхности вала. Как правило, поверхность детали имеет дефекты, связанные с механической обработкой, а также коррозией. Поэтому усталостные трещины, чаще всего начинаются с поверхности. Предел выносливости зависит от предела прочности и качества обработки поверхности. Так при грубой обточке предел выносливости снижается на 40%. А при наличии окалины – на 70%.

В случаях простых видов деформации при изменении напряжений в детали по симметричному циклу запас прочности при действии нормальных напряжений, определяется отношением предела выносливости детали при растяжении (сжатии) или при изгибе к номинальным фактически действующим знакопеременным напряжениям.

Для расчета на прочность при переменных нагрузках в случае сложного напряженного состояния можно использовать соответствующие теории прочности.

Так запас прочности при сложном напряжённом состоянии, например, при совместном действии изгиба и кручения, определится по формуле:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] = 1,3...3,0$$

где  $s_{\sigma}$ ,  $s_{\tau}$  - коэффициенты запаса усталостной прочности по нормальным и касательным напряжениям.

При расчёте коэффициента запаса усталостной прочности принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, рисунок 2, а, а напряжения кручения - по отнулевому, рисунок 2, б. Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов

передает переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты.

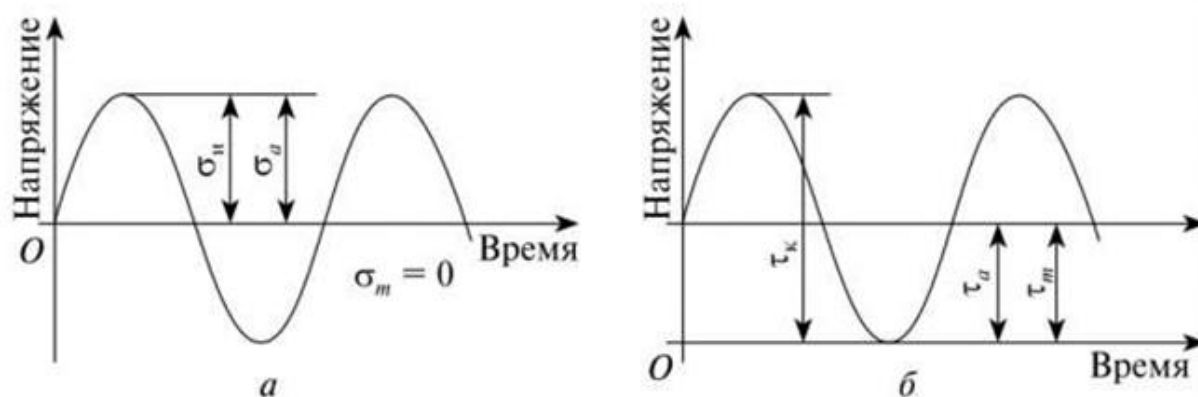


Рисунок 2 - Циклы изменения напряжений в сечениях вала, а – симметричный знакопеременный цикл, б – отнулевой цикл.  $\sigma_n$ ,  $\tau_k$  – максимальные напряжения изгиба и кручения,  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$  – амплитуды циклов,  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  – средние напряжения циклов.

## РАСЧЕТ ВАЛА РЕДУКТОРА

**Дано** – схема вала редуктора, основные размеры, нагрузки.

**Необходимо** - сконструировать вал, рассчитать на статическую и усталостную прочность, проверить на жёсткость.

**Указания к выполнению работы:** рекомендуется следующий порядок.

1. Определить крутящий момент и другие нагрузки, действующие на вал;
2. Составить расчётную схему в вертикальной и горизонтальной плоскости;
3. Построить эпюры изгибающих моментов в заданных плоскостях;
4. Определить суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях вала и построить эпюру суммарного момента;
5. Построить эпюру крутящих моментов;
6. Определить эквивалентный момент в опасном сечении вала;
7. Определить диаметр вала в опасном сечении;
8. Сконструировать вал и выполнить его эскиз в программе КОМПАС;
9. Рассчитать на усталостную прочность в опасном сечении;
10. Выполнить расчёт в программе APM Win.Machine.
11. Оценить прочность и жёсткость вала в опасных местах.
12. Сравнить, результаты, полученные в программе с результатами расчётов традиционным способом.

Исходные данные для самостоятельной работы выбираются по рисунку 3 и из таблицы 1 в соответствии с номером зачётной книжки, либо по заданию

преподавателя.

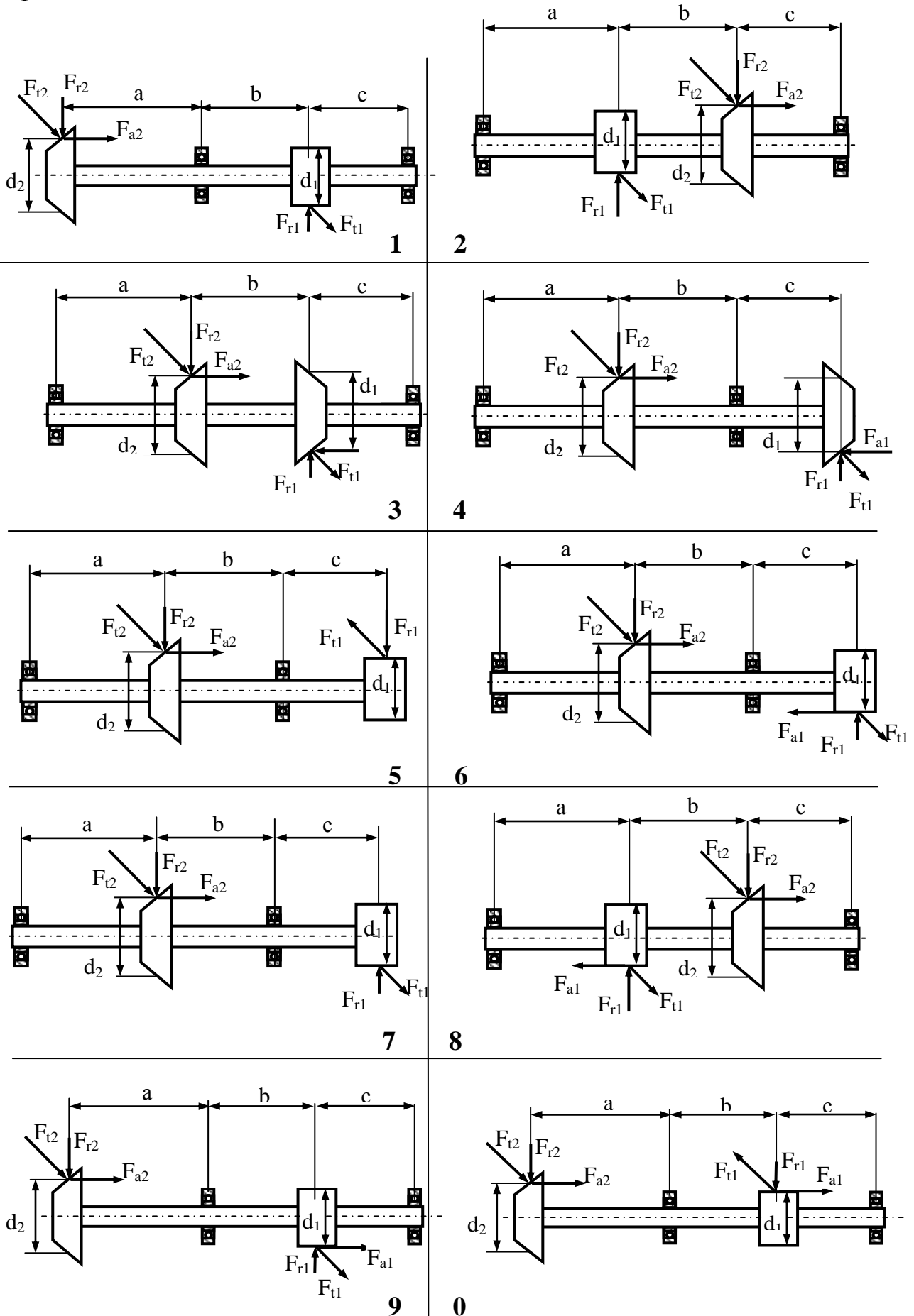


Рисунок 3- Схемы нагрузок валов

Таблица 1

Данные для расчёта.

|    | Марка стали | P, кВт | n, об/мин | a, м | b, м | c, м | d <sub>1</sub> , м | d <sub>2</sub> , м |
|----|-------------|--------|-----------|------|------|------|--------------------|--------------------|
| 1  | Сталь 45    | 10     | 1000      | 0,1  | 0,15 | 0,15 | 0,25               | 0,35               |
| 2  | Сталь 40X   | 12     | 1200      | 0,15 | 0,1  | 0,2  | 0,3                | 0,4                |
| 3  | Сталь 40 ХН | 7      | 1440      | 0,1  | 0,2  | 0,2  | 0,2                | 0,5                |
| 4  | Сталь 20 X  | 5      | 1250      | 0,2  | 0,2  | 0,15 | 0,3                | 0,4                |
| 5  | Сталь 45    | 8      | 980       | 0,2  | 0,15 | 0,2  | 0,25               | 0,35               |
| 6  | Сталь 40X   | 14     | 750       | 0,15 | 0,15 | 0,2  | 0,2                | 0,4                |
| 7  | Сталь 40 ХН | 20     | 600       | 0,15 | 0,2  | 0,2  | 0,2                | 0,35               |
| 8  | Сталь 20 X  | 15     | 850       | 0,2  | 0,2  | 0,15 | 0,35               | 0,5                |
| 9  | Сталь 45    | 8      | 1500      | 0,2  | 0,15 | 0,15 | 0,3                | 0,5                |
| 10 | Сталь 40X   | 7,5    | 1700      | 0,15 | 0,2  | 0,2  | 0,25               | 0,45               |

### Общий порядок выполнения расчета

1. Определяем крутящий момент, передаваемый валом;

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n}$$

2. Определяем нагрузки, действующие в передачах:

$$F_t = \frac{2T}{d} \text{ - окружная; } F_r = F_t k_r \text{ - радиальная; } F_a = F_t k_a \text{ - осевая;}$$

где  $k_r$ ,  $k_a$  - соответственно коэффициент радиальной и осевой нагрузки. В расчёте принять условно  $k_r = 0,364$ ,  $k_a = 0,3$ .

3. Составляем расчетные схемы вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Условно принять, что осевая и радиальная нагрузки действуют в вертикальной плоскости, окружная нагрузка в горизонтальной плоскости.
4. Ориентировочно определим диаметр вала по крутящему моменту.

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}$$

где  $[\tau]$  – используется пониженное допускаемое напряжение кручения, чтобы учесть действие неизвестных пока изгибающих моментов.

Для средних участков валов:  $[\tau] = 20 \div 30$  МПа, для концевых участков:  $[\tau]$

= 10÷20 МПа. Полученное значение округляют по нормальному ряду размеров (табл. 2).

Если длина участков вала неизвестна, на этом этапе вал можно сконструировать, примерно задавшись длиной каждого участка. В нашем случае линейные размеры вала заданы в исходных данных, поэтому конструирование вала и разработку его эскиза можно провести после выполнения расчёта на изгиб с кручением.

5. Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
6. Разбиваем балку на участки и определяем изгибающие моменты в характерных сечениях последовательно в вертикальной и горизонтальной плоскостях, строим соответствующие эпюры;
7. Определяем суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях вала, строим эпюру суммарного момента;

$$M_{\text{сумм}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

7. Определяем крутящие моменты на участках вала и строим эпюру крутящего момента;
8. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении вала по третьей или четвертой теории прочности:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{сумм}}^2 + T^2}$$

9. Определяют диаметр вала в опасном сечении:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{экв}}}{\pi[\sigma]}}$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжения изгиба,  $[\sigma] = 50\div 60$  МПа.

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного значения по нормальному ряду размеров (табл. 2).

Ряд нормальных линейных размеров. Таблица 2

|       |       |       |     |       |       |       |       |     |        |
|-------|-------|-------|-----|-------|-------|-------|-------|-----|--------|
| ...14 | 15    | 16    | 17  | 18    | 19    | 20    | 21    | 22  | 24     |
| 25    | 26    | 28    | 30  | 32    | 34/35 | 36    | 38    | 40  | 42     |
| 45/47 | 50/52 | 53/55 | 56  | 60/62 | 63/65 | 67/70 | 71/72 | 75  | 80     |
| 85    | 90    | 95    | 100 | 105   | 110   | 120   | 125   | 130 | 140    |
| 150   | 160   | 170   | 180 | 190   | 200   | 210   | 220   | 240 | 250... |

Радиусы галтелей. Таблица 3

|                        |         |         |         |          |
|------------------------|---------|---------|---------|----------|
| Диаметр вала,<br>d, мм | 20...28 | 32...45 | 50...70 | 80...100 |
|------------------------|---------|---------|---------|----------|

|                          |     |     |     |     |
|--------------------------|-----|-----|-----|-----|
| Радиус галтели,<br>r, мм | 1,6 | 2,0 | 2,5 | 3,0 |
|--------------------------|-----|-----|-----|-----|

10. Проводим конструирование вала (пример вала на рис. 5):

Длина ступицы цилиндрического зубчатого колеса –  $L_{ст} = (0,8 \dots 1,5) d_B$

Длина ступицы конического зубчатого колеса –  $L_{ст} = (0,9 \dots 1,2) d_B$

Диаметр упорного бурта для зубчатого колеса –  $d_{бк} = d_K + (3 \dots 7 \text{ мм})$

Ширина подшипника -  $B = (0,3 \dots 0,5) d_{п}$

Упорные буртики для подшипника или зубчатых колес -  $d_{бп}$  или  $d_{бк}$ ; высота запечиков может быть принята (рис 4):  $d_{бп} (d_{бк}) = d_{п} (d_K) + 2 h$

Высота упорных буртиков. Таблица 4

|       |       |        |         |         |         |       |       |
|-------|-------|--------|---------|---------|---------|-------|-------|
| d, мм | 17-24 | 25- 30 | 30 – 40 | 40 – 50 | 50 – 60 | 60-70 | 70-85 |
| h, мм | 2     | 2,2    | 2,5     | 2,8     | 3       | 3,3   | 3,5   |

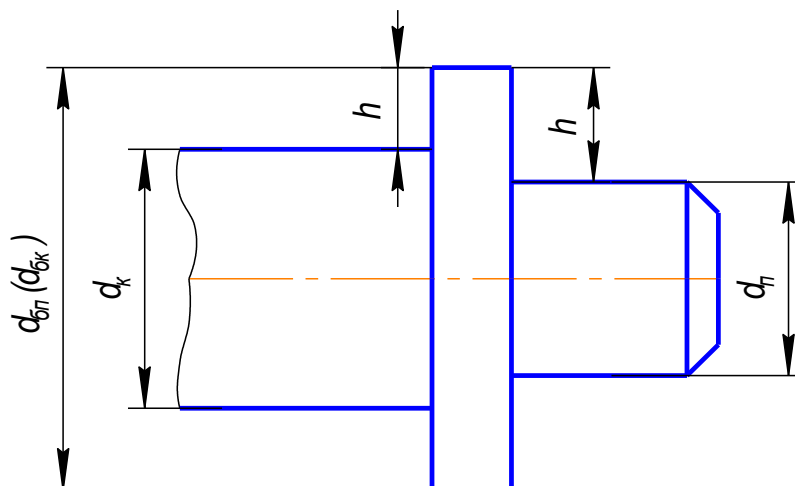


Рис. 4. Размер упорного буртика вала.

Параметры призматической шпонки (из ГОСТ 23360-78). Таблица 5

| Диаметр<br>вала, d | Сечение шпонки |    | Фаска у<br>шпонки, s | Глубина паза         |                         | Длина<br>шпонки, l |
|--------------------|----------------|----|----------------------|----------------------|-------------------------|--------------------|
|                    | b              | h  |                      | вала, t <sub>1</sub> | ступицы, t <sub>2</sub> |                    |
| Св. 12 до 17       | 5              | 5  | 0,25-0,4             | 3                    | 2,3                     | 10 – 56            |
| » 17 » 22          | 6              | 6  |                      | 3,5                  | 2,8                     | 14 – 70            |
| » 22 » 30          | 8              | 7  |                      | 4                    | 3,3                     | 18 – 90            |
| » 30 » 38          | 10             | 8  | 0,4-0,6              | 5                    | 3,3                     | 22 – 110           |
| » 38 » 44          | 12             | 8  |                      | 5                    | 3,3                     | 28 – 140           |
| » 44 » 50          | 14             | 9  |                      | 5,5                  | 3,8                     | 36 – 160           |
| » 50 » 58          | 16             | 10 |                      | 6                    | 4,3                     | 45 – 180           |
| » 58 » 65          | 18             | 11 |                      | 7                    | 4,4                     | 50 – 200           |
| » 65 » 75          | 20             | 12 | 0,6-0,8              | 7,5                  | 4,9                     | 56 – 220           |

|           |    |    |  |   |     |          |
|-----------|----|----|--|---|-----|----------|
| » 75 » 85 | 22 | 14 |  | 9 | 5,4 | 63 – 250 |
| » 85 » 95 | 25 | 14 |  | 9 | 5,4 | 70 – 280 |

Длину шпонки рекомендуется выбрать в заданном диапазоне из стандартного ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

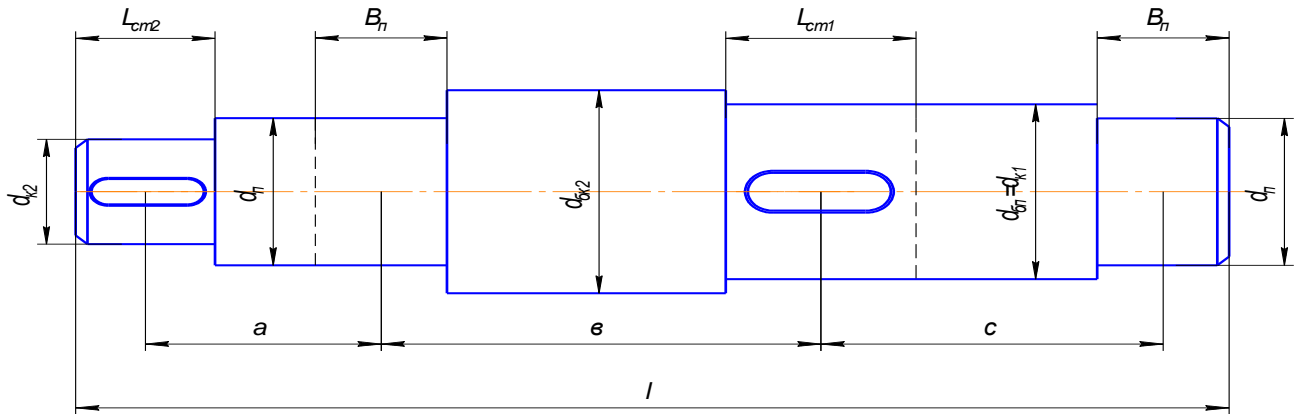


Рис. 5. Эскиз вала.

11. Подбираем шпонки под зубчатым колесом, таблица 5 и проверяем их на прочность.

12. Выбираем сечение, в котором будем проверять прочность при повторно - переменных нагрузках. Как правило, это сечение где действует наибольший изгибающий момент;

13. Определяем тип концентратора напряжений в опасном сечении;

14. Определяем моменты сопротивления в выбранном сечении:

для круглого сечения - осевой момент сопротивления -  $W_x = \frac{\pi d^3}{32}$  ;

И полярный момент -  $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$  .

Для сечения с шпоночной канавкой осевой и полярный моменты -

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} ; \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$$

16. Определяют напряжения в сечении, если напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения по пульсирующему циклу

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{on}}{W_x}; \quad \tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p},$$

где  $\sigma_a$ ;  $\tau_a$  - амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

$M_{on}$  – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом опасном сечении, Нм,

$$M_{on} = \sqrt{(M_y)^2 + (M_x)^2},$$

где  $M_y$ ,  $M_x$ - изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях в данном опасном сечении, Н·мм;

17. Выбирают величину коэффициентов: концентрации напряжений (таблица) абсолютных размеров сечения (таблица) и влияния состояния поверхности (таблица) по нормальным и касательным напряжениям.

18. Проводим расчет на усталостную прочность по нормальным и касательным напряжениям, определяем запас сопротивления усталости только по кручению и изгибу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d \cdot k_F} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d \cdot k_F} \cdot \sigma_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

где  $\sigma_{-1}$ ;  $\tau_{-1}$  - пределы выносливости материала вала при симметричном цикле нагружения.

Их определяют по таблицам или по приближенным формулам:

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &= (0,4...0,5)\sigma_B; \\ \tau_{-1} &= (0,2...0,3)\sigma_B \end{aligned}$$

где  $\sigma_B$  - предел прочности материала вала;

$k_\sigma, k_\tau$  – коэффициенты концентрации напряжений;

$k_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

$k_F$  - коэффициент влияния состояния поверхности вала;

$\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  - коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости.



19. Определяем коэффициент запаса прочности на кручение по пределу текучести

$$s_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{max}},$$

где  $\tau_T$  - предел текучести при сдвиге;

Меньшее по величине значение  $s_{\tau}$  подставляют в формулу для определения суммарного запаса прочности.

Таблица 6

Механические свойства сталей.

| Марка стали | Диаметр заготовки | Твердость, НВ | Механические характеристики, Мпа |            |          |               |             | коэффициент |
|-------------|-------------------|---------------|----------------------------------|------------|----------|---------------|-------------|-------------|
|             |                   |               | $\sigma_{вр}$                    | $\sigma_T$ | $\tau_T$ | $\sigma_{-1}$ | $\tau_{-1}$ |             |
| Ст 5        | Любой             | 190           | 520                              | 280        | 150      | 220           | 130         | 0,06        |
| 45          | До 120<br>до 80   | 240           | 780                              | 540        | 290      | 360           | 200         | 0,09        |
|             |                   | 270           | 900                              | 650        | 390      | 410           | 230         | 0,1         |
| 40X         | До 200<br>до 120  | 240           | 790                              | 640        | 380      | 370           | 210         | 0,09        |
|             |                   | 270           | 900                              | 750        | 450      | 410           | 240         | 0,1         |
| 40 ХН       | до 200            | 270           | 920                              | 750        | 450      | 420           | 230         | 0,1         |
| 20 X        | до 120            | 197           | 650                              | 400        | 240      | 310           | 170         | 0,07        |

Таблица 7

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелью.

| $t/r$ | $r/d$ | $k_{\sigma}$ при $\sigma_{ep}$ |      |      |      | $k_{\tau}$ при $\sigma_{ep}$ |      |      |      |
|-------|-------|--------------------------------|------|------|------|------------------------------|------|------|------|
|       |       | 500                            | 700  | 900  | 1200 | 500                          | 700  | 900  | 1200 |
| 3     | 0,01  | 1,90                           | 2,00 | 2,10 | 2,20 | 1,55                         | 1,60 | 1,65 | 1,75 |
|       | 0,02  | 1,95                           | 2,10 | 2,20 | 2,40 | 1,60                         | 1,70 | 1,75 | 1,85 |
|       | 0,03  | 1,95                           | 2,10 | 2,25 | 2,45 | 1,65                         | 1,70 | 1,75 | 1,90 |
| 5     | 0,01  | 2,10                           | 2,25 | 2,35 | 2,50 | 2,20                         | 2,30 | 2,40 | 2,60 |
|       | 0,02  | 2,15                           | 2,30 | 2,45 | 2,65 | 2,10                         | 2,15 | 2,25 | 2,40 |

Таблица 8

Коэффициент абсолютных размеров поперечного сечения.

| Напряженное состояние | $k_d$ при диаметре вала, мм |    |    |    |     |
|-----------------------|-----------------------------|----|----|----|-----|
|                       | 30                          | 40 | 50 | 70 | 100 |
|                       |                             |    |    |    |     |

|          |      |      |      |      |      |
|----------|------|------|------|------|------|
| Изгиб    | 0,88 | 0,85 | 0,81 | 0,76 | 0,71 |
| Кручение | 0,77 | 0,73 | 0,70 | 0,67 | 0,62 |

Таблица 9

Коэффициенты концентрации напряжений для сечений с шпоночными канавками

| $\sigma_{ep}$ | $k_{\sigma}$<br>При выполнении канавки фрезой |          | $k_{\tau}$ |
|---------------|-----------------------------------------------|----------|------------|
|               | концевой                                      | дисковой |            |
| 500           | 1,60                                          | 1,40     | 1,40       |
| 700           | 1,90                                          | 1,55     | 1,70       |
| 900           | 2,15                                          | 1,70     | 2,05       |
| 1200          | 2,50                                          | 1,90     | 2,40       |

Таблица 10

Коэффициент влияния состояния поверхности вала

| Среднеарифметическое отклонение $R_A$ , мкм | $k_F$ , при $\sigma_{ep}$ , МПа |      |      |      |
|---------------------------------------------|---------------------------------|------|------|------|
|                                             | 500                             | 7000 | 900  | 1200 |
| 0,4...0,1                                   | 1,0                             | 1,0  | 1,1  | 1,1  |
| 3,2...0,8                                   | 1,05                            | 1,10 | 1,15 | 1,25 |

Таблица 11

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости

| Материал                  | $\psi_{\sigma}$ | $\psi_{\tau}$ |
|---------------------------|-----------------|---------------|
| Углеродистые мягкие стали | 0.05            | 0             |
| Среднеуглеродистые стали  | 0.10            | 0.05          |
| Легированные стали        | 0.15            | 0.10          |

19. Выбираем величину допускаемого коэффициента запаса прочности из интервала  $[s] = 1,3...3,0$ .

Так при повышенной точности расчёта, при достаточной однородности

материала и высоком качестве технологических процессов принимается запас прочности  $[s] = 1,3...1,4$ . Для обычной точности расчета при умеренной однородности материала  $[s] = 1,4...1,7$ . При пониженной точности расчета и пониженной однородности материала, особенно для литья и деталей значительных размеров,  $[s] = 1,7...3,0$ .

20. Определяем общий коэффициент запаса прочности:

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

Если величина расчетного коэффициента запаса прочности больше допускаемого, то прочность вала обеспечена.

### Пример выполнения задания

Дано:  $P = 10$  кВт,  $n = 840$  об/мин,  $d_1 = 120$  мм,  $d_2 = 380$  мм,  $a = 150$  мм,  $b = 100$  мм,  $c = 100$  мм. Материал вала сталь 45.

### Решение

1. Определяем крутящий момент, передаваемый валом:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n} = \frac{30 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 840} = 113,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2. Определяем силы в зацеплении передач:

- Цилиндрическая передача

Окружная сила -  $F_{t1} = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{120} = 1895 \text{ Н}$

Радиальная сила -  $F_{r1} = F_t k_r = 1895 \cdot 0,364 = 689,78 \text{ Н}$

- Коническая передача

Окружная сила -  $F_{t2} = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{380} = 598,4 \text{ Н}$

Радиальная сила -  $F_{r2} = k_r F_t = 0,364 \cdot 598,4 = 217,82 \text{ Н}$

Осевая сила -  $F_{a2} = k_a F_t = 0,3 \cdot 598,4 = 179,52 \text{ Н}$

3. Составляем расчётную схему вала для последующего распределения нагрузок по двум плоскостям и проведения расчётов в вертикальной и горизонтальной плоскостях: см. рис.6.

4. Определяем ориентировочно диаметр выходного конца:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 28,33 \text{ мм}$$

Полученное значение округляем до стандартного значения по табл. 3 и в данном сечении устанавливается коническое колесо. Принимаем  $d_{K1} = 30$  мм.

Определяем диаметр вала в средней части вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{113,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 33,5 \text{ мм}$$

Полученное значение округляем до стандартного значения по табл. 3 и в данном сечении устанавливается цилиндрическое колесо. Предварительно принимаем  $d_{K2} = 35$  мм.

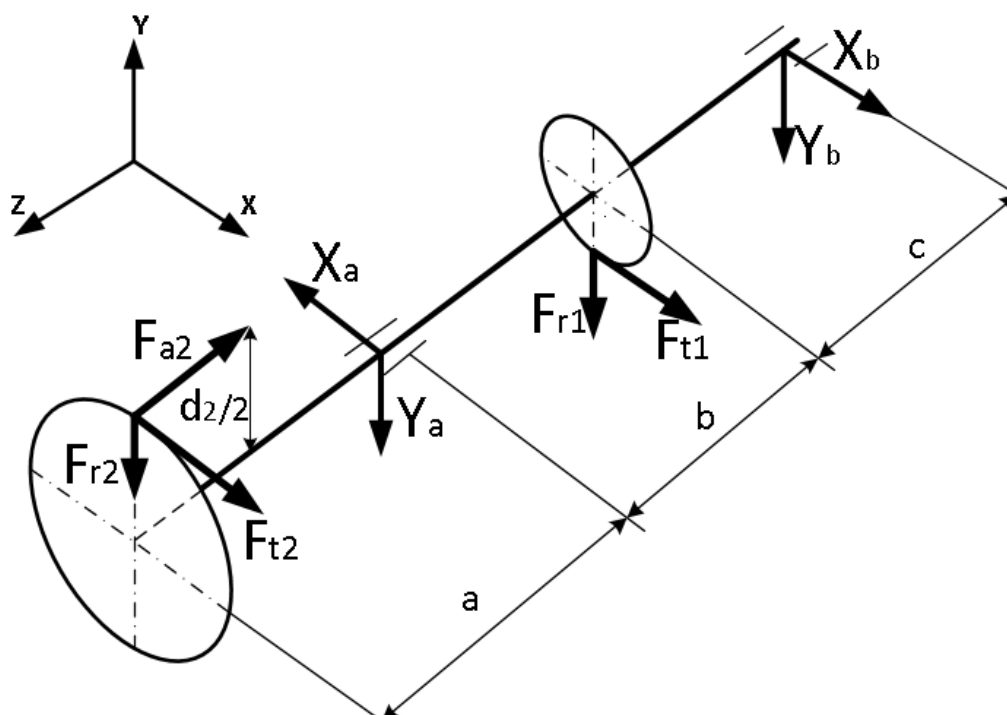


Рисунок 6- Схема нагрузки вала.

3. Выполним расчёт вала с учётом крутящего и изгибающих моментов.

Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в вертикальной плоскости:

$$\sum m_B(F_K) = F_{r2}(a + \vartheta + c) - F_{a2} \frac{d_2}{2} + y_A(\vartheta + c) - F_{r1}c = 0;$$

$$y_A = \frac{-F_{r2}(a + \vartheta + c) + F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{r1}c}{(\vartheta + c)} = \frac{-217,82 \cdot (150 + 100 + 100) + 179,52 \cdot \frac{380}{2} + 689,78 \cdot 100}{100 + 100} = 134,25 \text{ Н}$$

$$\sum m_A(F_K) = F_{r2}a - F_{a2} \frac{d_2}{2} - y_B(\vartheta + c) + F_{r1}\vartheta = 0$$

$$y_B = \frac{F_{r2}a - F_{a2} \frac{d_2}{2} + F_{r1}\vartheta}{(\vartheta + c)} = \frac{217,82 \cdot 150 - 179,52 \cdot \frac{380}{2} + 689,78 \cdot 100}{100 + 100} = 337,71 \text{ Н}$$

Проверка:  $\sum F_{ky} = -F_{r2} - y_A + F_{r1} - y_B = -217,82 - 134,25 + 689,78 - 337,71 = 0$

Реакции в вертикальной плоскости определены верно.

6. Определяем моменты в характерных сечениях вертикальной плоскости:

$$M_c^1 = 0; \quad M_c^2 = F_{a2} \frac{d_2}{2} = 179,52 \cdot \frac{0,38}{2} = 34,11 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_A = F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}a = 179,52 \cdot \frac{0,38}{2} - 217,82 \cdot 0,15 = 1,44 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_D = F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}(a + \vartheta) - y_A\vartheta = 179,52 \cdot \frac{0,38}{2} - 217,82 \cdot 0,25 - 134,25 \cdot 0,1 = -33,77 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B = F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{r2}(a + \vartheta + c) - y_A(\vartheta + c) + F_{r1}c =$$

$$179,52 \cdot \frac{0,38}{2} - 217,82 \cdot 0,35 - 134,25 \cdot 0,2 + 689,78 \cdot 0,1 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости (рис. 7).

7. Освобождаемся от связей и определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости:

$$\sum m_B(F_K) = F_{t2}(a + \vartheta + c) - X_A(\vartheta + c) + F_{t1}c = 0;$$

$$X_A = \frac{F_{t2}(a + \vartheta + c) + F_{t1}c}{(\vartheta + c)} = \frac{598,4 \cdot (150 + 100 + 100) + 1895 \cdot 100}{100 + 100} = 1994,7 \text{ Н}$$

$$\sum m_A(F_K) = F_{t2}a - X_B(\vartheta + c) - F_{t1}\vartheta = 0$$

$$X_B = \frac{F_{t2}a - F_{t1}\vartheta}{(\vartheta + c)} = \frac{598,4 \cdot 150 - 1895 \cdot 100}{100 + 100} = -498,7 \text{ Н}$$

Проверка:  $\sum F_{kx} = -F_{t2} + X_A - F_{t1} + X_B = -598,4 + 1994,7 - 1895 + 498,7 = 0$

Реакции в горизонтальной плоскости определены верно.

8. Определяем изгибающие моменты в характерных сечениях горизонтальной плоскости:

$$M_c = 0; M_A = -F_{t2}a = -598,4 \cdot 0,15 = -89,76 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_D = -F_{t2}(a + e) + X_{Ae} = -598,4 \cdot 0,25 + 1994,7 \cdot 0,1 = 49,87 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B = -F_{t2}(a + e + c) + X_A(e + c) - F_{t1}c = -598,4 \cdot 0,35 + 1994,7 \cdot 0,2 - 1895 \cdot 0,1 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рисунок 7).

9. Определяем суммарные изгибающие моменты:

$$M_{c1}^{сумм} = \sqrt{(M_c^1)^2 + (M_c^x)^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{c2}^{сумм} = \sqrt{(M_c^2)^2 + (M_c^x)^2} = \sqrt{(34,11)^2 + (0)^2} = 34,11 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_A^{сумм} = \sqrt{(M_A^y)^2 + (M_A^x)^2} = \sqrt{(1,44)^2 + (-89,76)^2} = 89,77 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_D^{сумм} = \sqrt{(M_D^y)^2 + (M_D^x)^2} = \sqrt{(-33,77)^2 + (49,76)^2} = 60,14 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_B^{сумм} = \sqrt{(M_B^y)^2 + (M_B^x)^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Строим эпюру суммарных изгибающих моментов (рис.7). Опасным является сечение в точке А.

10. Определяем крутящие моменты на участках вала:

$$T_{CA} = T = 113,7 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_{AD} = T = 113,7 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_{DB} = 0.$$

По полученным данным строим эпюру крутящих моментов

11. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении по выбранной теории прочности, воспользуемся в нашем примере третьей теорией:

$$M_{экр} = \sqrt{(M_{сумм}^{max})^2 + (T)^2} = \sqrt{(89,77)^2 + (113,7)^2} = 144,87 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

12. Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{экр}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 144,87 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60}} = 29,09 \text{ мм}$$

В опасном сечении установлен подшипник качения, поэтому диаметр вала необходимо округлить до стандартного значения. Подшипники с диаметром 20мм и более имеют стандартный размер кратный 5. Принимаем  $d_{п} = 30 \text{ мм}$ .

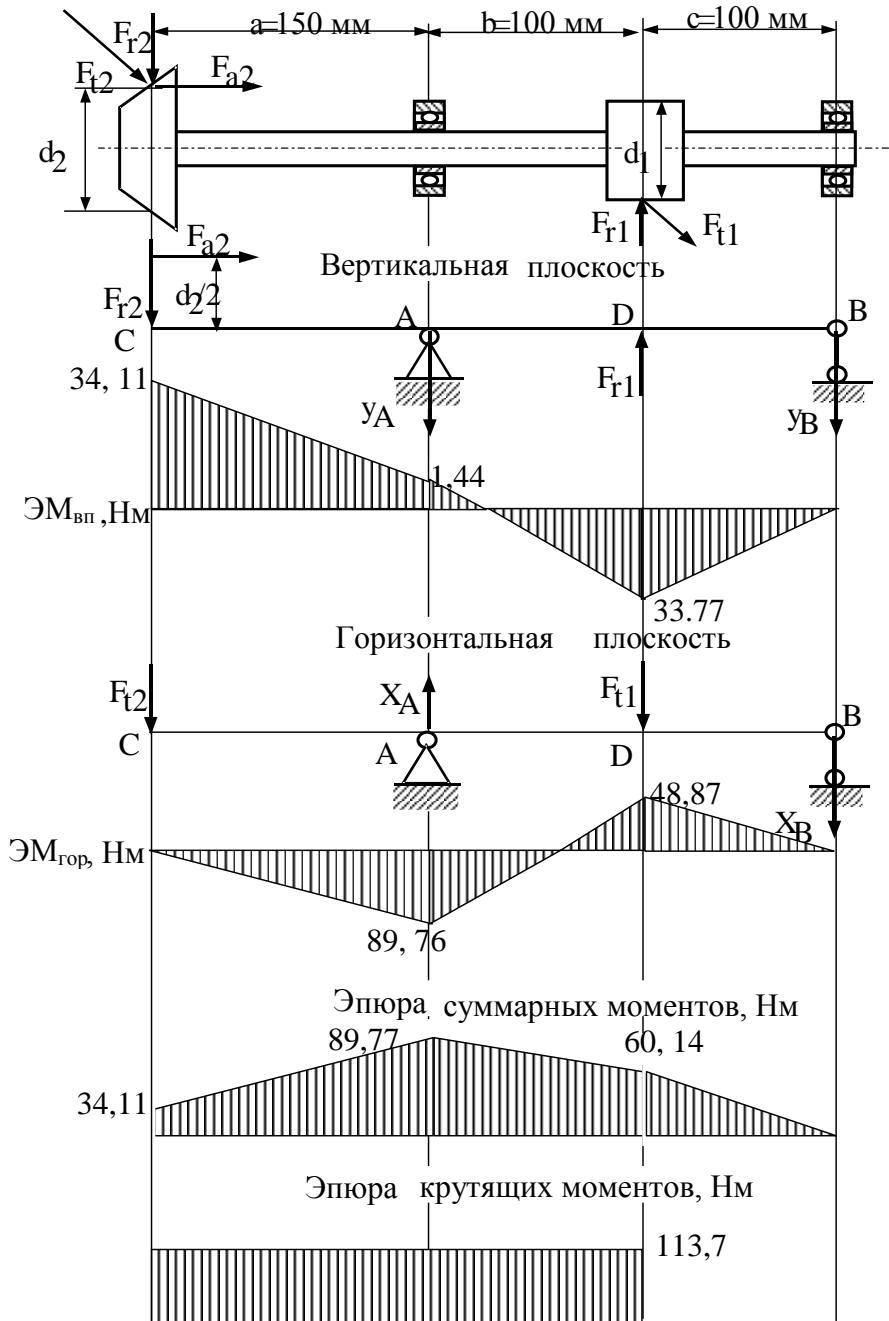


Рисунок 7- Эпюры изгибающих и крутящих моментов вала.

13. Выполним конструирование вала, ориентировочно рассчитав основные размеры (рис.5):

$$L_{ст2} = (0,9... 1,2) d_{к2} = (0,9... 1,2) \cdot 40 = 36...48 \text{ мм} = 35 \text{ мм}$$

$$L_{сг1} = (0,8... 1,5) d_{к2} = (0,8... 1,5) \cdot 42 = 33,6...63 \text{ мм} = 50 \text{ мм}$$

$$d_{бк1} = d_{к1} + (5...8 \text{ мм}) = 42 + (5...8 \text{ мм}) = 47 \dots 50 \text{ мм} = 50 \text{ мм}$$

$$B = (0,3... 0,5) d_{п} = (0,3... 0,5) \cdot 40 = 12 \dots 20 \text{ мм} = 15 \text{ мм}$$

$$d_{бп} = d_{п} + (3...5 \text{ мм}) = 35 + (3...5 \text{ мм}) = 38...40 \text{ мм}$$

$$d_{бк2} = d_{к2} + (3...5 \text{ мм}) = 30 + (3...5 \text{ мм}) = 33...35 \text{ мм}$$

конструктивно принимаем  $d_{бп} = 42 \text{ мм}$ ;  $d_{бк2} = 35 \text{ мм}$ .

14. Подбираем призматические шпонки под зубчатыми колёсами:

- для зубчатого колеса конической передачи -

$$h = 7 \text{ мм}; \quad b = 8 \text{ мм}; \quad l_2 = L_{см2} - b = 35 - 8 = 27 \text{ мм}; \quad \text{принимаем } l = 28 \text{ мм} \quad t_1 = 4 \text{ мм}.$$

- для зубчатого колеса цилиндрической передачи -

$$h = 8 \text{ мм}; \quad b = 12 \text{ мм}; \quad l_1 = L_{см1} - b = 50 - 12 = 38 \text{ мм}; \quad t_1 = 5 \text{ мм}.$$

15. Проверяем прочность шпонок по касательным напряжениям среза:

$$\tau_{ср1} = \frac{2T}{l_1 d_{к1} b} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{38 \cdot 42 \cdot 12} = 11,87 \text{ МПа} \leq [\tau]_{ср} = 70 \text{ МПа}$$

$$\tau_{ср2} = \frac{2T}{l_2 d_{к2} b} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{28 \cdot 28 \cdot 8} = 36,25 \text{ МПа} \leq [\tau]_{ср} = 70 \text{ МПа}$$

Прочность шпонок по касательным напряжениям обеспечена.

16. Проверяем прочность шпонок по нормальным напряжениям смятия:

$$\sigma_{см1} = \frac{2T}{l_1 d_{к1} (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{38 \cdot 42 \cdot (8 - 5)} = 47,5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см} = 150 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см2} = \frac{2T}{l_2 d_{к2} (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 113,7 \cdot 10^3}{28 \cdot 28 \cdot (7 - 4)} = 96,68 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см} = 150 \text{ МПа}$$

Прочность шпонок по нормальным напряжениям смятия обеспечена.

17. Вычерчиваем предварительный чертеж вала на формате А3, желательно использовать для вычерчивания графические программы (КОМПАС)



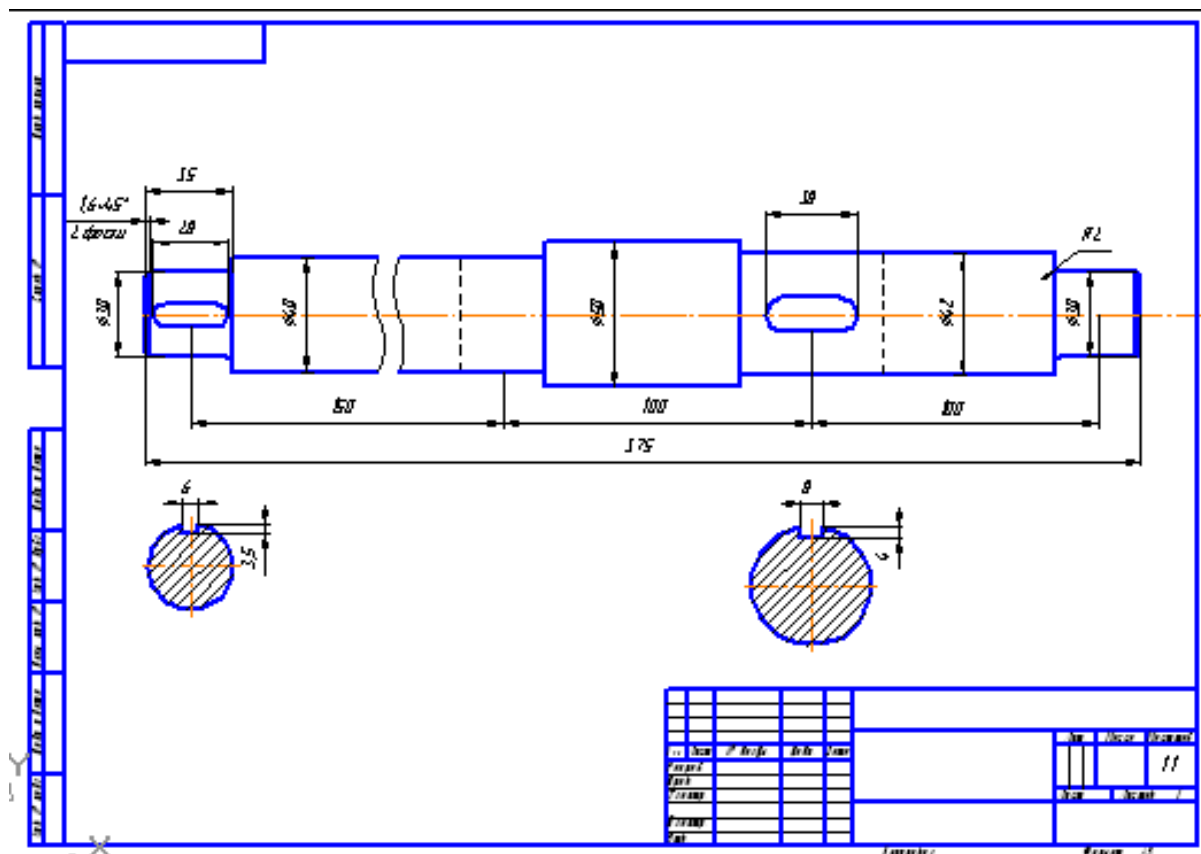


Рисунок 8 - Рабочий чертеж вала

### Расчет вала на выносливость (усталостную прочность) в предположительно опасном сечении

1. Определяем амплитуду симметричного цикла нормальных напряжений при изгибе вала в опасных сечениях.
2. Для нашего примера опасной является точка А, где суммарный максимальный момент равен 89,77 Нм, здесь же имеется концентратор напряжений в виде ступенчатого перехода диаметров 40мм до 50.
3. Осевой момент сопротивления определится по формуле

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3;$$

4. Амплитуда симметричного цикла нормальных напряжений при изгибе вала в опасном сечении, точка А:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{89,77 \cdot 10^3}{6280} = 14,295 \text{ МПа};$$

5. Полярный момент сопротивления  $W_p$ , равен

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12560 \text{ мм}^3;$$

6. Определяем амплитуду отнулевого цикла касательных напряжений при кручении вала

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p}$$

$T = 113,7 \text{ Нм}$ . крутящий момент на валу, Н·мм;

$$\text{Тогда, } \tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p} = \frac{113,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 12560} = 4,53 \text{ МПа};$$

8. Средние напряжения

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 4,53 \text{ МПа};$$

9. Определяем коэффициенты, понижающие предел выносливости детали.

Для нашего случая, концентратором напряжений является ступенчатый переход диаметров (конструктивные параметры которого приведены на рисунке).

В нашем случае,  $t=5; r=2$ ;

$$\text{тогда } \frac{t}{r} = \frac{5}{2} = 2,5; \frac{r}{d} = \frac{2}{50} = 0,04; \frac{D}{d} = \frac{50}{40} = 1,25$$

Для стали 45  $\sigma_{sp} = 900 \text{ МПа}$  (для диаметров до 80мм, таблица)

Коэффициенты определяем по таблицам 6-11, методичка стр.15-16 :

Коэффициенты концентрации напряжений  $k_\sigma = 2,25; k_\tau = 1,75$

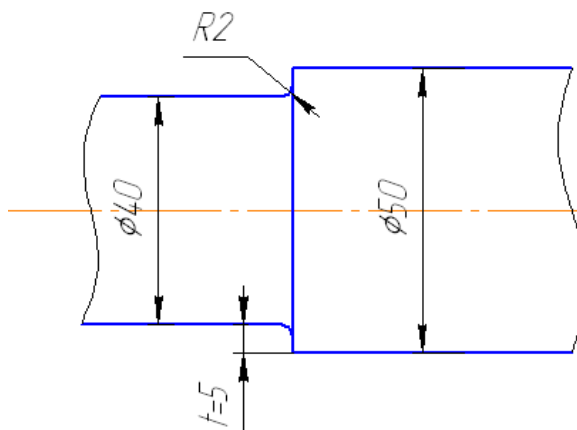


Рисунок 9- Фрагмент вала с опасным сечением

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения: при изгибе  $k_d = 0,85$ ; при кручении  $k_d = 0,73$

Коэффициент влияния состояния поверхности вала определяется по

шероховатости поверхности, в месте установки подшипника обработка поверхности не грубее  $R_A=2,5$ , тогда  $k_F=1,1$

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости  $\psi_\sigma=0,1$ ;  $\psi_\tau=0,05$

10. Запас усталостной прочности по изгибу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d \cdot k_F} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{410}{\frac{2,25}{0,85 \cdot 1,1} \cdot 14,295 + 0,1 \cdot 0} = 11,9,$$

где  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости материала вала при симметричном цикле нагружения

$\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}$ , таблица 6, стр.15 методички

11. Запас усталостной прочности по кручению

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d \cdot k_F} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{230}{\frac{1,75}{0,73 \cdot 1,1} \cdot 4,53 + 0,05 \cdot 4,53} = 22,95$$

$$s_\tau = \frac{\tau_T}{\tau_{max}} = \frac{390}{9,06} = 43,04$$

Принимаем меньшее значение запаса по усталостной и несущей способности

$s_\tau = 22,95$

12. Определяем общий коэффициент запаса усталостной прочности по формуле:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{11,9 \cdot 22,95}{\sqrt{11,9^2 + 22,95^2}} = 9,6 \geq [s] = 1,3 \dots 3,0.$$

Общий коэффициент запаса прочности оказался ниже запаса прочности отдельно на изгиб и кручение. Прочность вала обеспечена.

## Расчет вала на выносливость (усталостную прочность) в месте расположения шпоночного паза

Рассмотрим пример расчета на усталостную прочность участка вала с шпоночным пазом, который является концентратором напряжений.

Рассмотрим шпоночный паз на конце вала

Диаметр  $d=30$  мм, длина шпоночного паза  $l= 28$  мм

1. Определяем амплитуду симметричного цикла нормальных напряжений при изгибе вала в опасных сечениях.
2. Диаметр вала после предварительных расчётов в этой точке принят 30 мм.
3. Осевой момент сопротивления с учётом ослабления вала шпоночным пазом:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 30^3}{32} - \frac{8 \cdot 5(30-5)^2}{2 \cdot 30} = 2232,7 \text{ мм}^3$$

4. Амплитуда симметричного цикла нормальных напряжений при изгибе вала в опасном сечении, точка А:

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{89,77 \cdot 10^3}{2232,7} = 40,2 \text{ МПа}$$

5. Полярный момент сопротивления  $W_p$ , равен

$$W_x = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 30^3}{16} - \frac{8 \cdot 5(30-5)^2}{2 \cdot 30} = 4882 \text{ мм}^3$$

6. Определяем амплитуду отнулевого цикла касательных напряжений при кручении вала

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p}$$

$T = 113,7$  Нм. крутящий момент на валу, Н·мм;

Тогда,

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p} = \frac{113,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 4882} = 11,6 \text{ МПа}$$

13. Средние напряжения

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 11,6 \text{ МПа}$$

Коэффициенты определяем по таблицам 6...11, методичка стр. 15...16:

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе  $k_\sigma=1,6$ ;  
при кручении  $k_\tau=1,4$ ;

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения  
(масштабный фактор) при изгибе  $k_d=0,85$ ; при кручении  $k_d=0,83$ ;

Коэффициент учитывающий состояние поверхности вала, в зависимости от  
шероховатости поверхности, обработка поверхности шпоночного паза  
рекомендуется не грубее  $R_A=6,3$ , тогда  $k_F=1,0$ ;

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла  
напряжений на сопротивление усталости  $\psi_\sigma=0,1$ ;  $\psi_\tau=0,05$ ;

14. Запас усталостной прочности по изгибу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d \cdot k_F} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{410}{\frac{1,6}{0,85 \cdot 1,0} \cdot 40,2 + 0,1 \cdot 0} = 5,4$$

где  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости материала вала при симметричном цикле  
нагружения;

$\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}$ , таблица 6 стр. 15 методички.

15. Запас усталостной прочности по кручению

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d \cdot k_F} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{230}{\frac{1,4}{0,73 \cdot 1,0} \cdot 11,6 + 0,05 \cdot 11,6} = 10$$

$$s_\tau = \frac{\tau_T}{\tau_{max}} = \frac{390}{23,2} = 16,8$$


Принимаем меньшее значение запаса по усталостной и несущей способности  
 $s_\tau=10,0$

16. Определяем общий коэффициент запаса усталостной прочности по  
формуле:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{5,4 \cdot 10}{\sqrt{5,4^2 + 10^2}} = 4,75 \geq [s] = 1,3...3,0$$

Общий коэффициент запаса прочности больше требуемого запаса прочности. Прочность вала обеспечена.

## Расчёт вала в программе АПМ Win.Machine Модуль Beam

1. Устанавливаем единицы измерения – «сантиметры»;
2. Выбираем масштаб 1:2;
3. Выбираем шаг сетки 10 см;
4. Для изображения участков вала выбираем команду «сегмент» - .

Делаем два щелчка левой кнопки мыши появляется диалоговое окно «сегмент балки», в котором указываем длину сегмента и для назначения параметров поперечного сечения сегмента нажать на активную кнопку «задать сечение». Появляется окно редактора сечения.

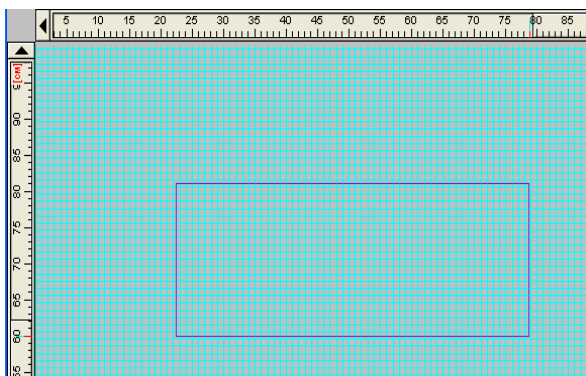
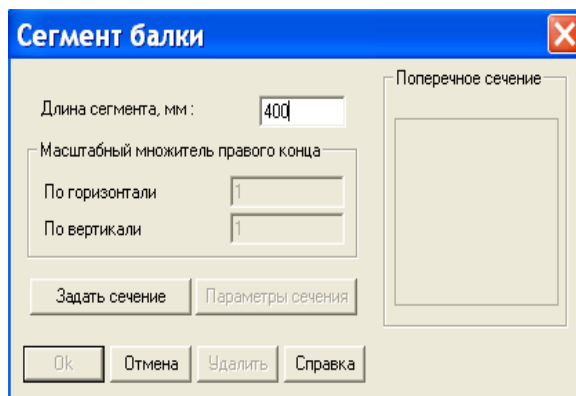


Рисунок 10- Окно задания длины и поперечного сечения балки

5. В окне редактора сечений строим поперечное сечение вала.
6. Выбираем на панели инструментов «Построение» → «Точка» → «Свободная». И помещаем точку на свободном поле чертежа.

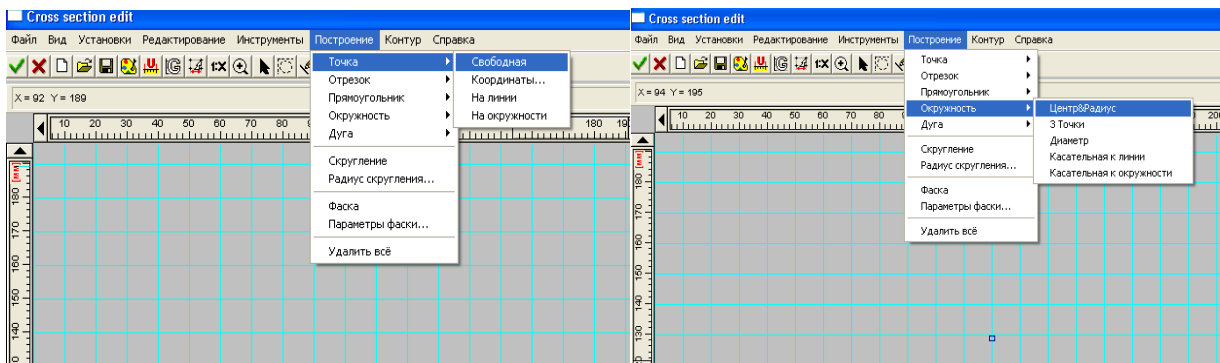


Рисунок 11- Окно для построения поперечного сечения

Далее строим окружность. С помощью вкладки «Построение» → «Окружность» → «Центр и радиус». Строим окружность радиуса  $r_1 = d_1/2$ .

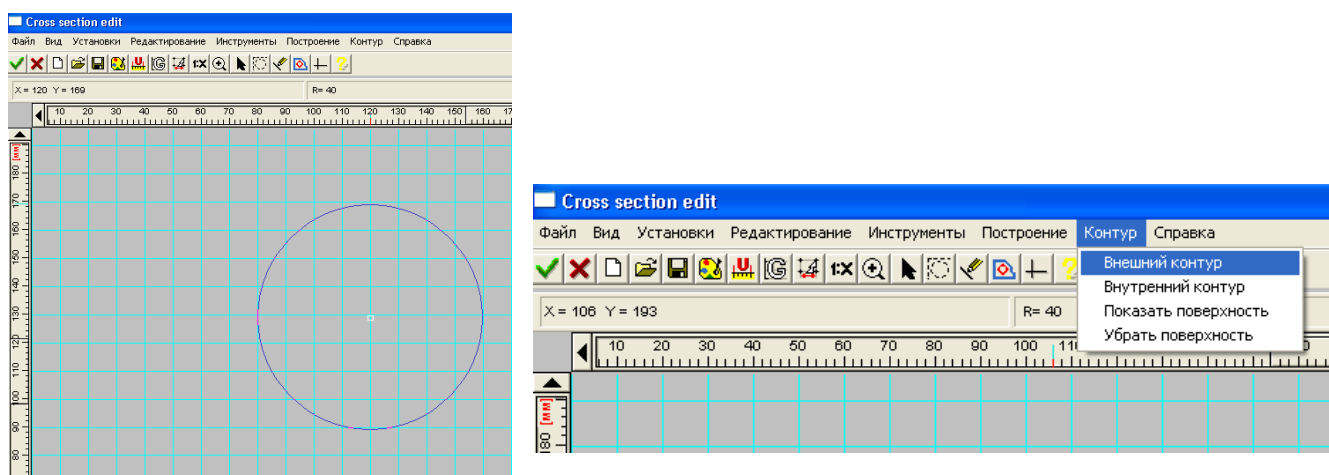


Рисунок 12 - Построение сечения и задание его контура для расчёта

7. С помощью команд «внешний контур сечения», «показать сечение» подготавливаем сечение к расчёту. Выбираем на панели инструментов команду «принять изменения и выйти» отправляем полученное сечение на расчёт.

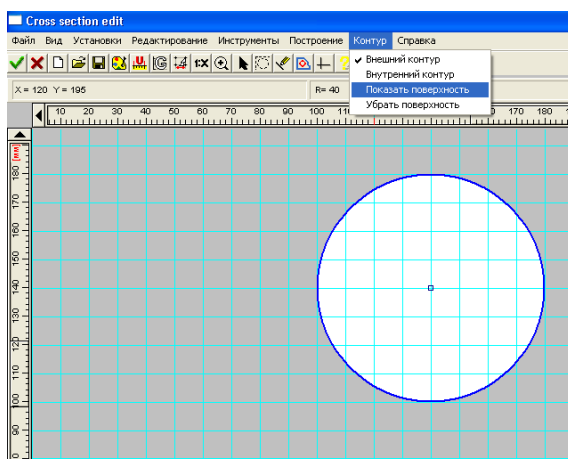


Рисунок 13- Завершение построения сечения

8. Аналогично строим все остальные ступени вала.
9. В окне редактора сечений строим поперечное сечение вала заданных значений и видов поперечного сечения. С помощью команд «внешний контур сечения», «показать сечение» подготавливаем сечение к расчёту. Выбираем на панели инструментов команду «принять изменения и выйти» отправляем полученное сечение на расчёт.
10. Полностью выстраиваем вал с помощью «сегмента».

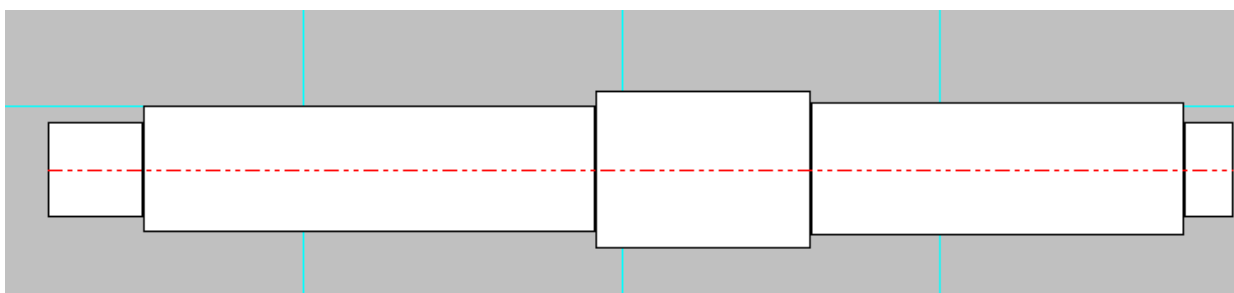



Рисунок 14- Результат построения вала в APM Beam

- 10.С помощью кнопки  - «Опора» устанавливаем опоры, согласно задания.

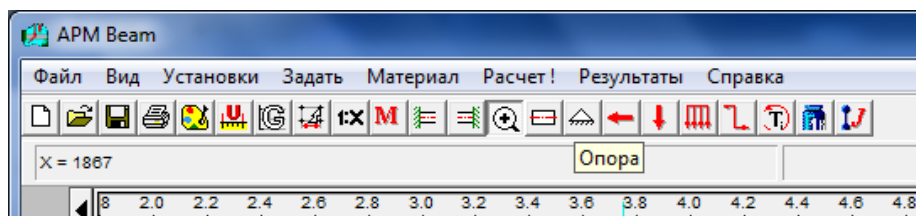


Рисунок 15- Задание опор

12. Достаиваем расчётную схему балки.  
Устанавливаем опоры. На панели инструментов выбираем «Опора». Выбираем тип опоры подвижная или неподвижная и ее положение задаем в мм в расчете от начала балки (левая крайняя точка балки).



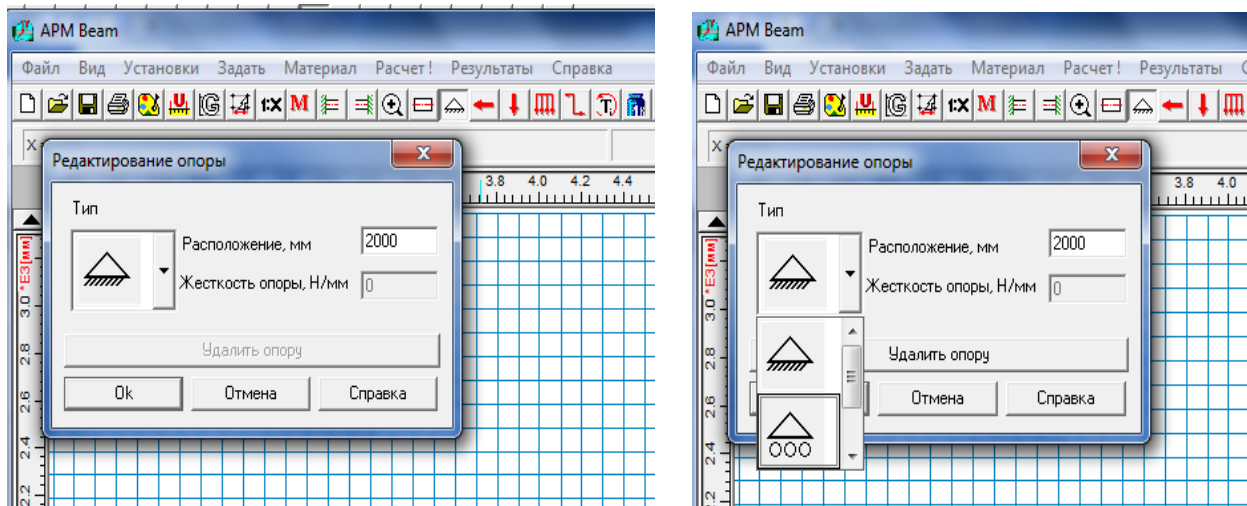






Рисунок16 - Задание вида и координат опор

13. С помощью следующих кнопок  - «поперечная сила»,  - «момент изгиба» и  - «скручивающий момент», показываем заданные моменты, как показано на рисунке, согласно задания. Задаём действующие силовые факторы. Прикладываем к полученной схеме бруса внешние нагрузки, для чего на панели инструментов выбираем команду поперечная сила , курсор мыши приобретает вид горизонтальной стрелки, и щелкаем мышью по сегменту к которому приложена нагрузка. Появляется диалоговое окно «редактирование радиальной силы», в которое заносим значение нагрузки, в Н и координату точки приложения, в мм.

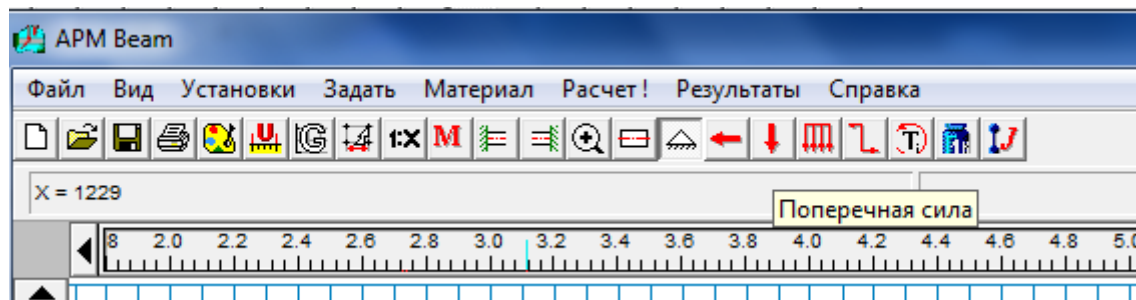


Рисунок 17- Кнопки задания нагрузок

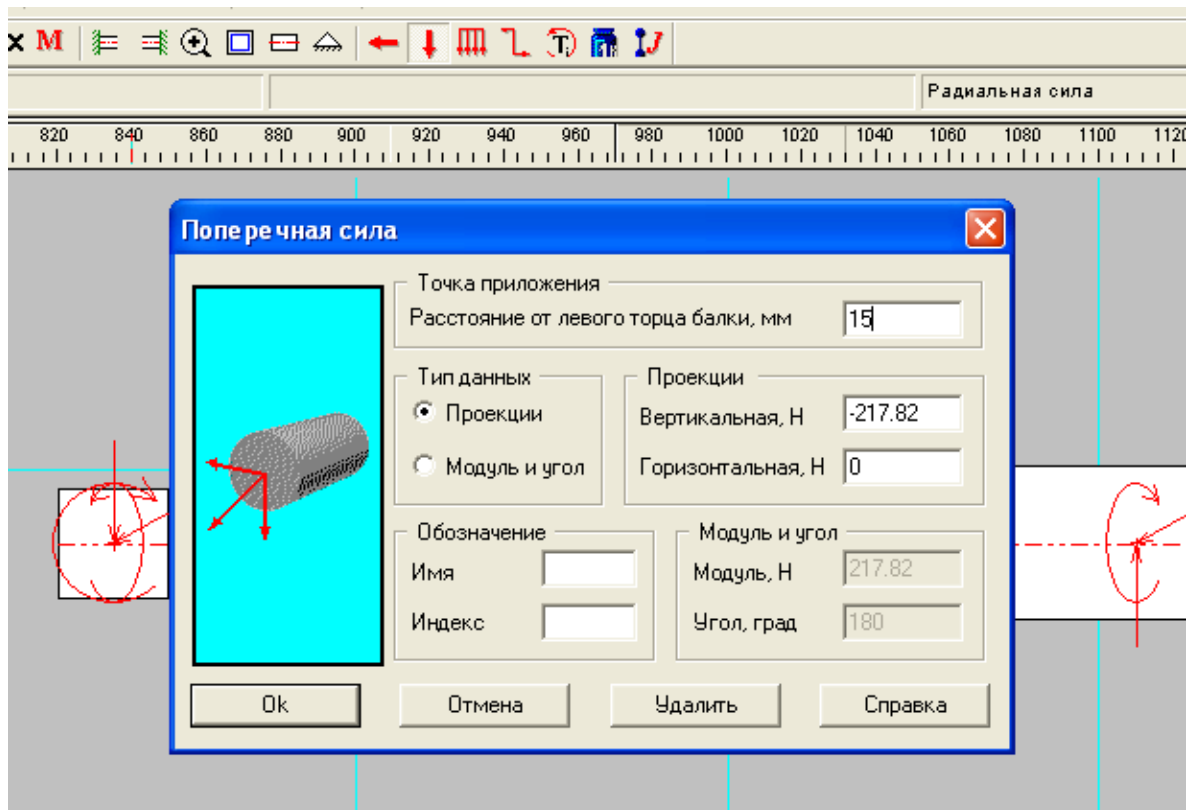



Рисунок18 - Задание сил поперечных к оси вала

В окне «Редактирования момента изгиба»  задаем значение момента, в Нм и его положение, в мм. Изгибающий момент соответствует приложенной осевой силе и рассчитывается  $M_{и} = F_{a2} * d_2 / 2 = 179.52 * 0.38 / 2 = 34.1 \text{ Н м}$ .

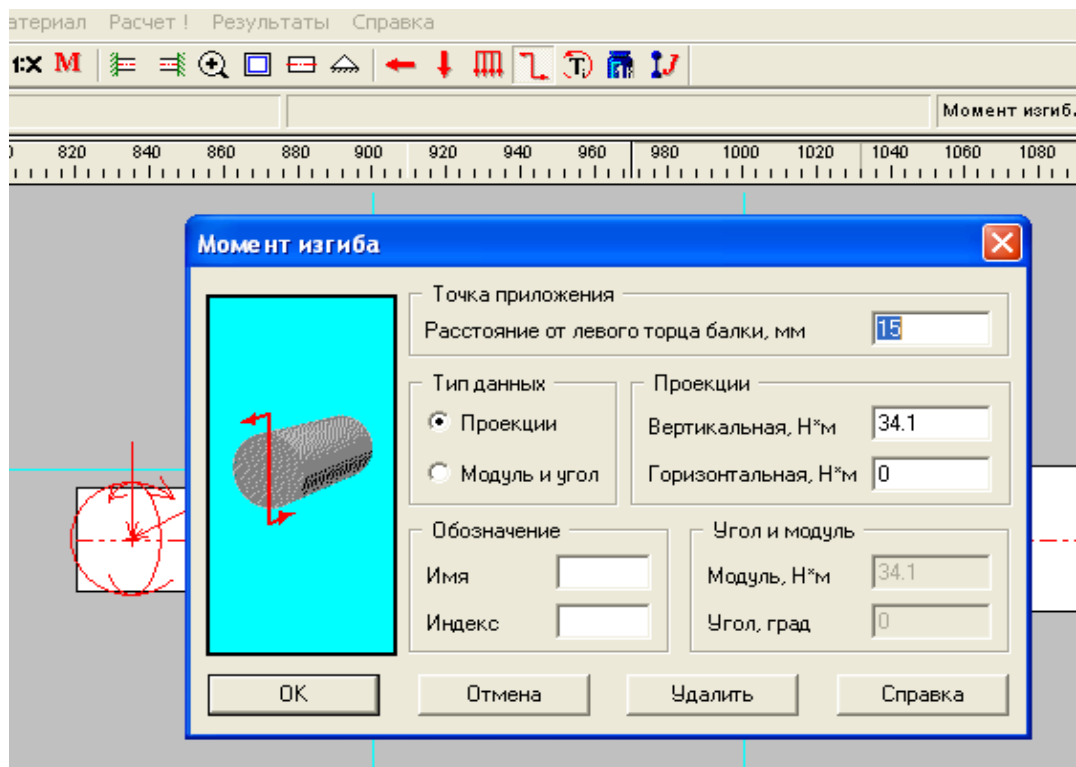



Рисунок 19 -Задание сосредоточенного изгибающего момента

А с помощью  - «скручивающий момент», показываем заданные моменты, отсчет положения моментов производят от левой крайней точки вала, как показано на рисунке.

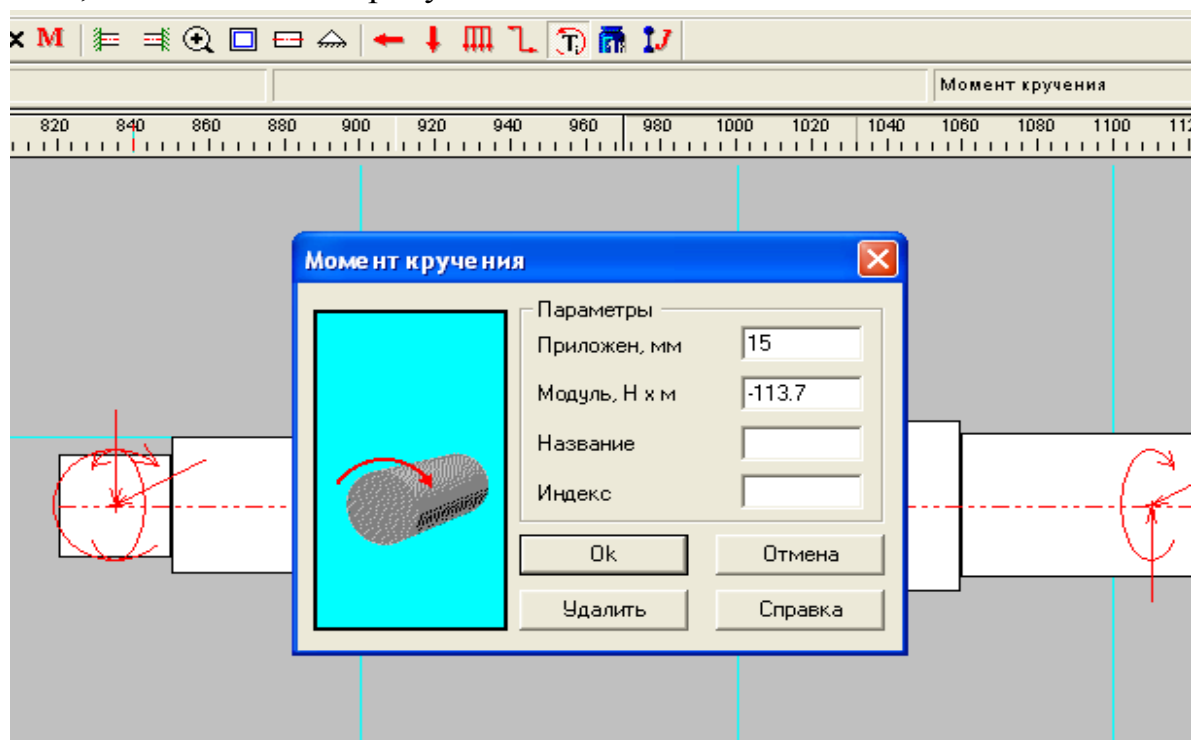


Рисунок 20 - Задание крутящих моментов

15. На инструментальной панели выбираем команду «Материал» и выбираем марку материал, из которого изготовлена балка

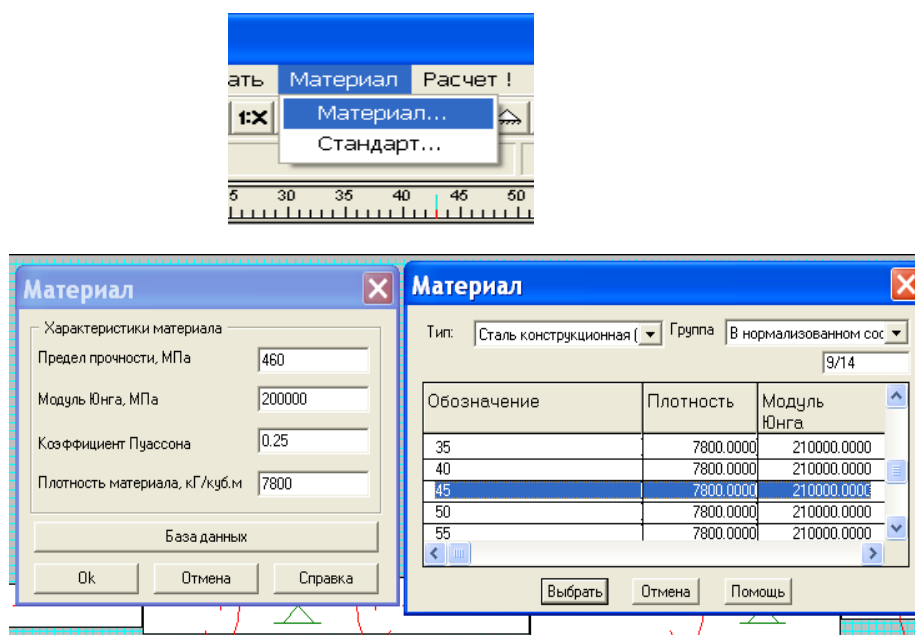


Рисунок 21 - Задание материала вала

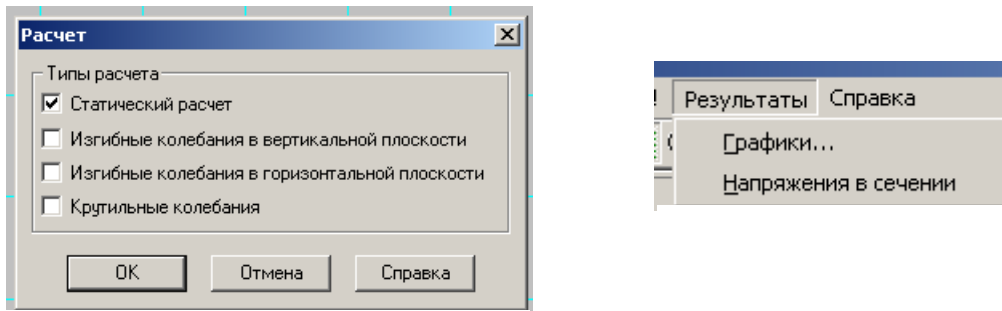


Рисунок 22 - Запуск расчёта вала

16. Проводим расчёт балки, выбрав в строке меню закладку «расчёт».

17. В появившемся диалоговом окне устанавливаем галочку напротив записи «статический расчёт» и выбираем «ОК».

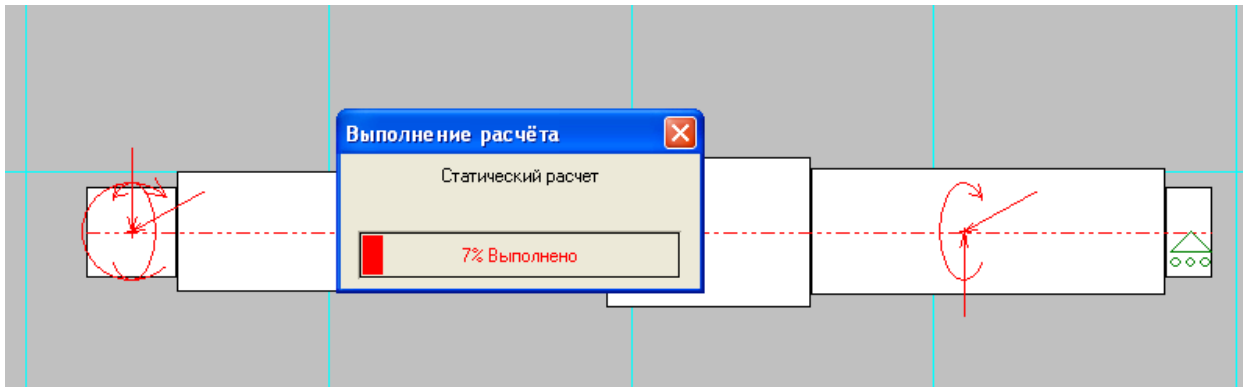
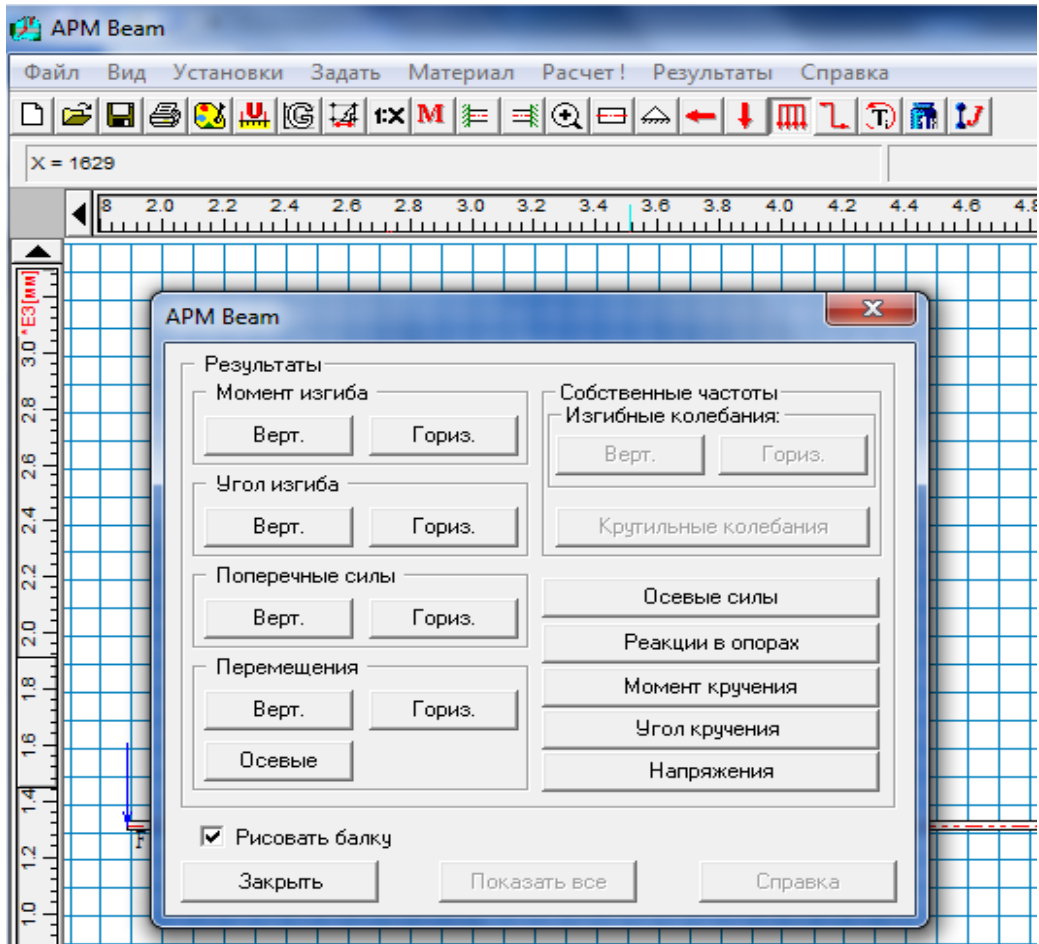


Рис.23. Демонстрация выполнения расчета

16. Просматриваем результаты расчёта с помощью команды «результаты», а в ней пункт «графики». Последовательно выводим графики момент изгиба верт., поперечные силы верт., угол изгиба и перемещения верт.



Риснок 24 - Выбор просмотра результатов расчета

Эпюры моментов изгиба в вертикальной и горизональной плоскостях



Рисунок 25 - Эпюра моментов изгиба в вертикальной плоскости



Рисунок 26- Эпюра моментов изгиба в горизонтальной плоскости

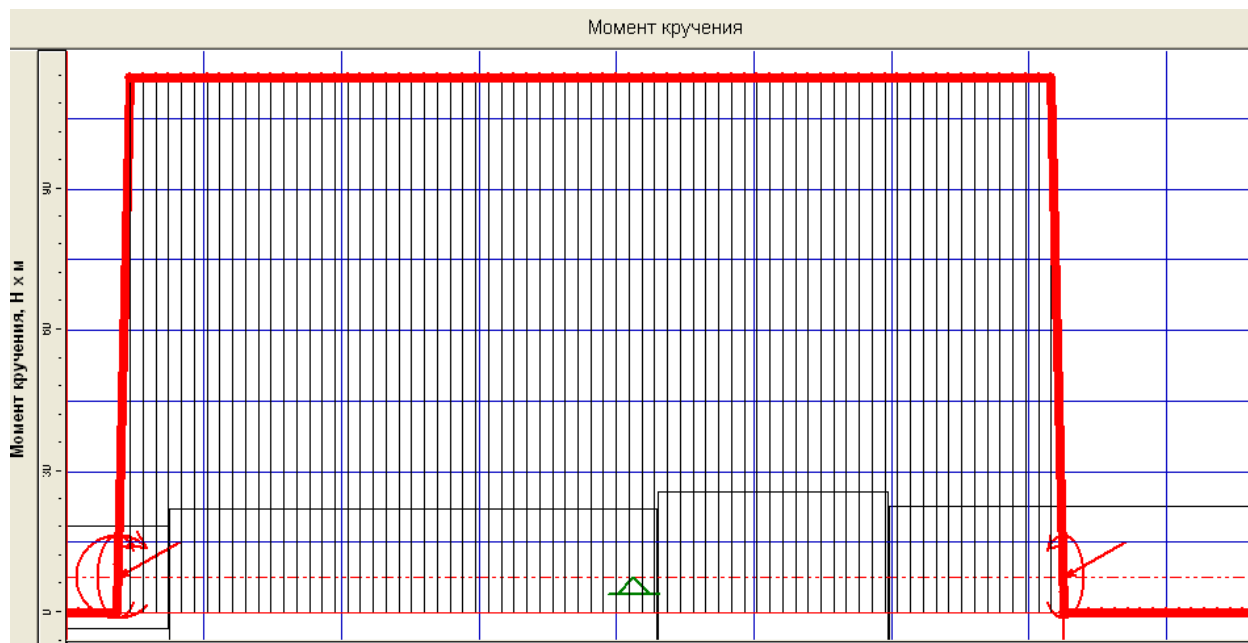


Рисунок 27- Эпюра крутящих моментов

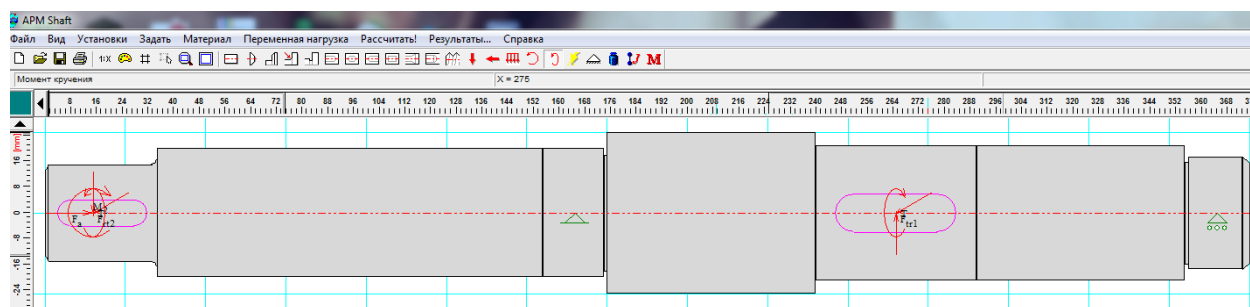
Все результаты, полученные в программе *APM* сравниваем с расчетными значениями. В случае обнаружения несоответствия необходимо найти ошибку и устранить.

17. Полученные в программе данные распечатываем и подшиваем к расчетам.

Перед распечаткой необходимо сохранить данные расчётов в файлы с расширением *RTF*, либо с помощью кнопки на клавиатуре *Print Screen* и программы типа *Paint*.

## Расчёт вала в модуле APM Shaft

Данный модуль предназначен для проведения расчётов на статическую и усталостную прочность, на жёсткость и на колебания прямых валов круглого сечения. Исходными данными являются: эскиз вала со всеми конструктивными особенностями (канавками, отверстиями, фасками, проточками, шпоночными пазами и др.) координаты опор и колёс на валу,



величина и направление приложенных нагрузок, материал вала.

Рисунок 28- Эскиз вала в APM Shaft с приложенными нагрузками

Таблица: Нагрузки

### Радиальные силы

| N | Расстояние от левого конца вала, мм | Модуль, Н | Угол, град |
|---|-------------------------------------|-----------|------------|
| 0 | 15.00                               | 636.81    | -110.00    |
| 1 | 265.00                              | 2016.64   | -70.00     |

### Моменты изгиба

| N | Расстояние от левого конца вала, мм | Модуль, Нхм | Угол, град |
|---|-------------------------------------|-------------|------------|
| 0 | 15.00                               | 34.10       | 0.00       |

### Осевые силы

| N | Расстояние от левого конца вала, мм | Значение, Н |
|---|-------------------------------------|-------------|
| 0 | 15.00                               | 179.52      |

### Моменты кручения

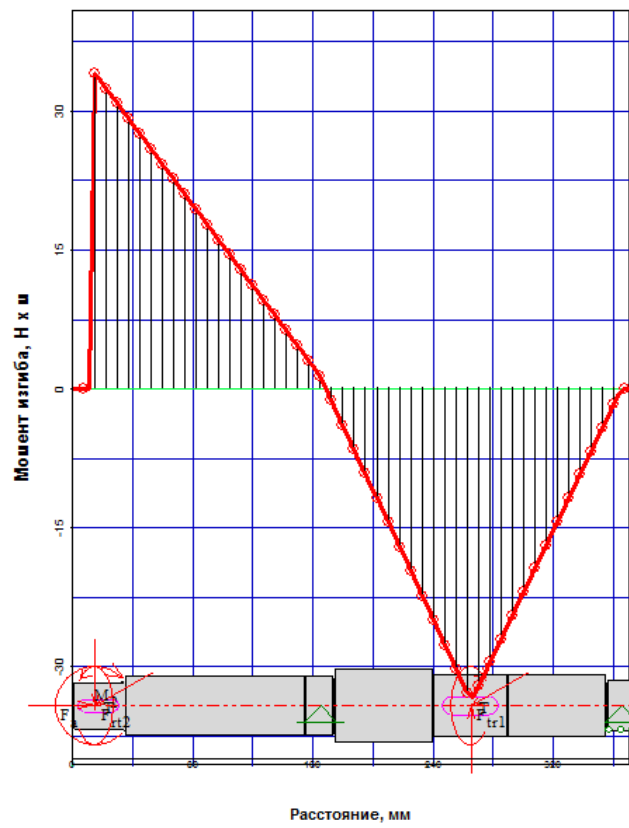
| N | Расстояние от левого конца вала, мм | Значение, Нхм |
|---|-------------------------------------|---------------|
| 0 | 15.00                               | 113.70        |
| 1 | 265.00                              | -113.70       |

## Результаты расчёта Shaft

Таблица Реакции в опорах

| N | Расстояние от левого конца вала, мм | Реакция верт., Н | Реакция гориз., Н | Реакция осевая, Н | Модуль, Н | Угол, град |
|---|-------------------------------------|------------------|-------------------|-------------------|-----------|------------|
| 0 | 165.00                              | -134.20          | 1994.70           | -179.52           | 1999.21   | -3.85      |
| 1 | 365.00                              | -337.76          | 498.70            | 0.00              | 602.31    | -34.11     |

Момент изгиба в вертикальной плоскости



Момент изгиба в горизонтальной плоскости

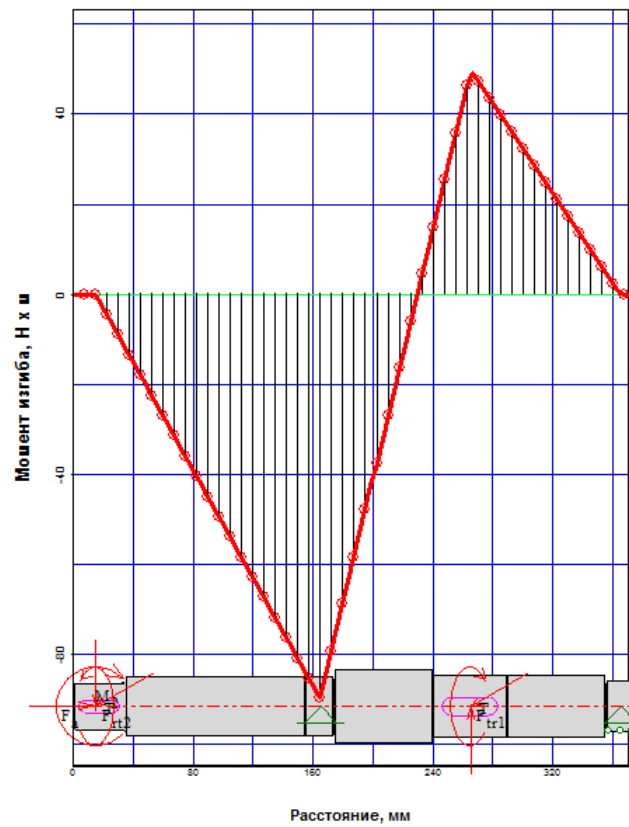
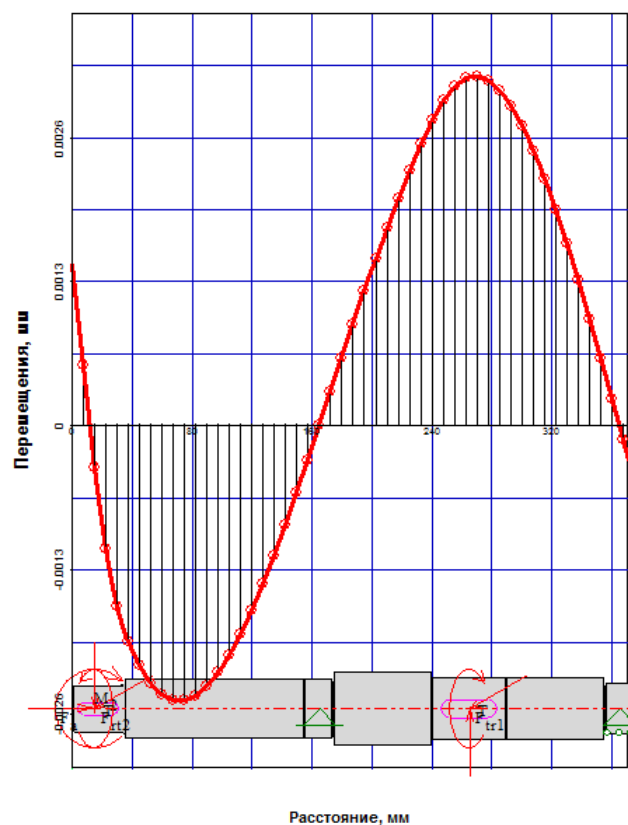


Рисунок 29- Эпюры изгибающих моментов



Перемещения в вертикальной плоскости



Перемещения в горизонтальной плоскости

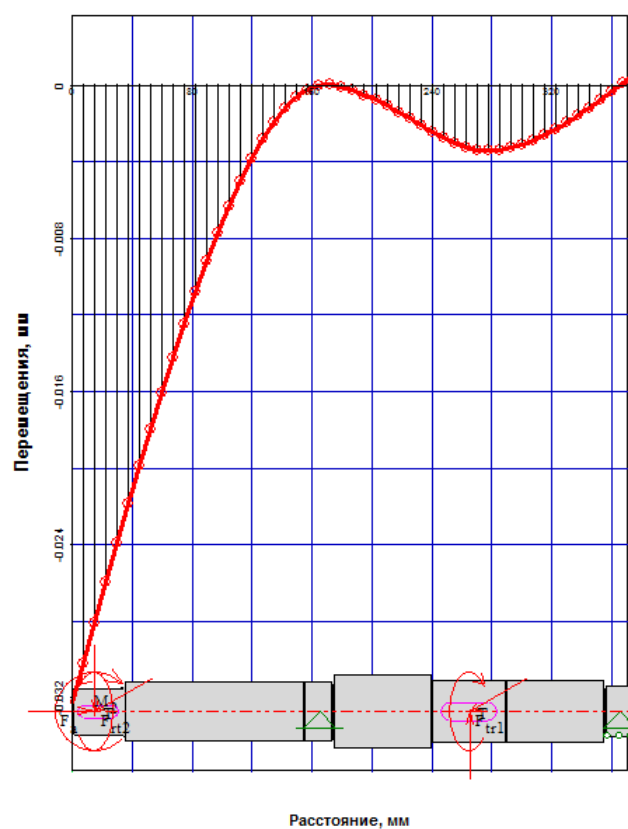


Рисунок 30- Эпюры прогибов вала

Угол изгиба в вертикальной плоскости



Угол изгиба в горизонтальной плоскости

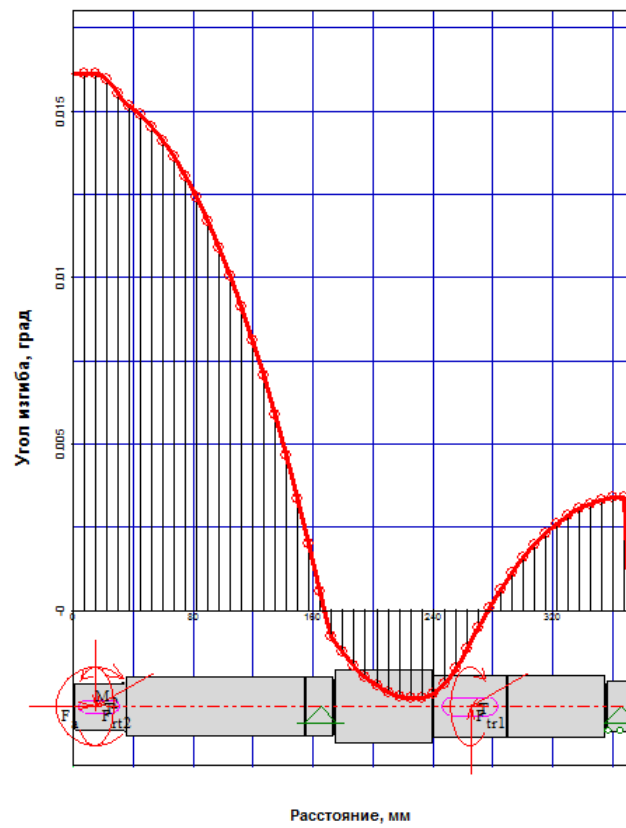
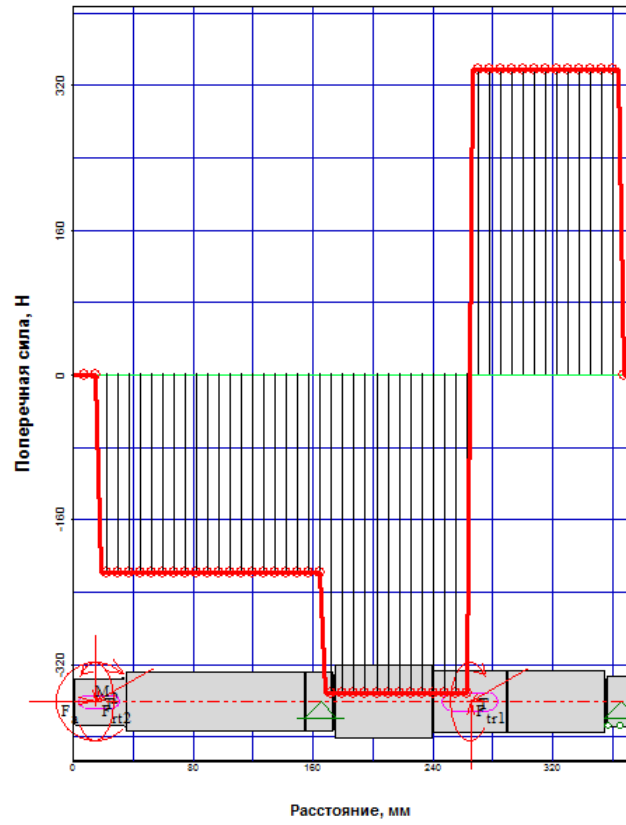


Рисунок 32- Эпюры углов изгиба

Поперечные силы в вертикальной плоскости



Поперечные силы в горизонтальной плоскости

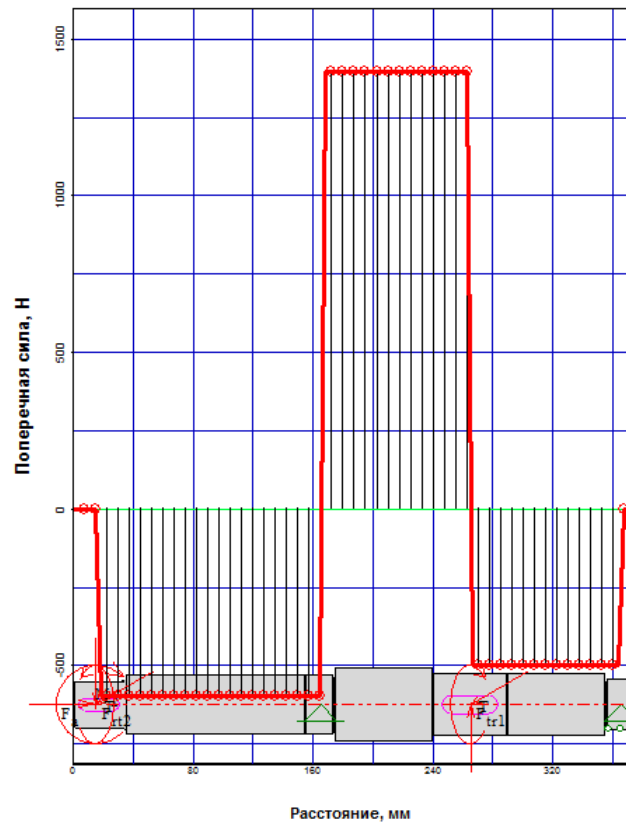
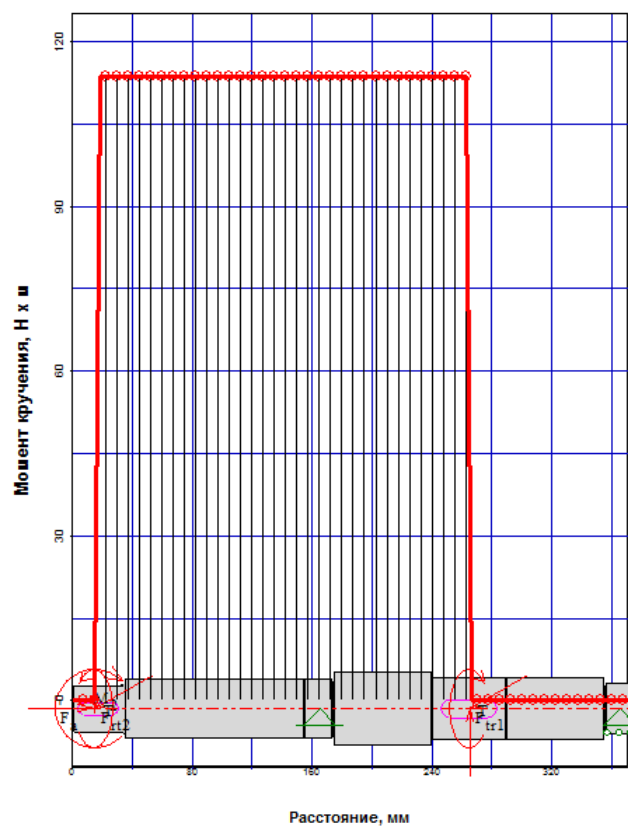


Рисунок33- Эпюры поперечных сил

### Момент кручения



### Угол кручения

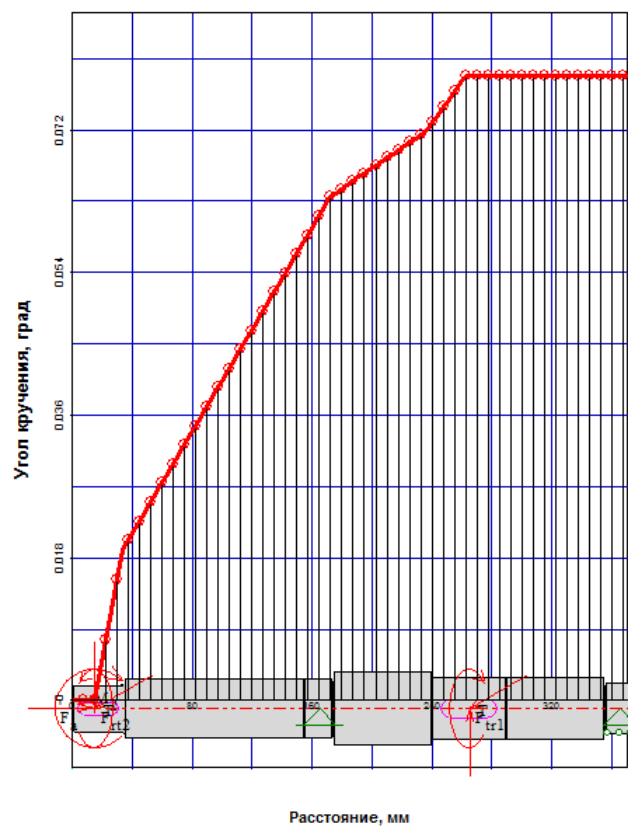
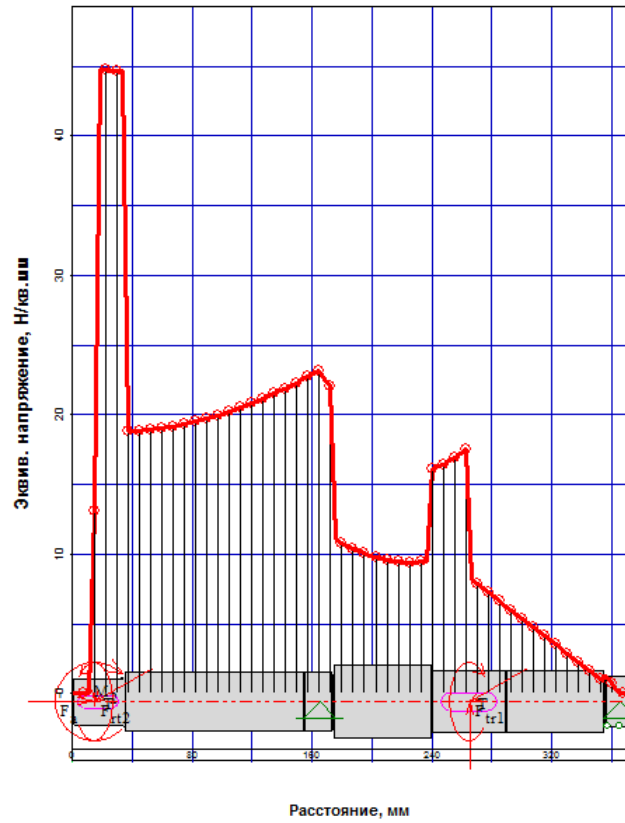


Рисунок 34- Эпюры крутящего момента и угла закручивания

### Эквивалентное напряжение



### Коэффициент запаса по усталостной прочности

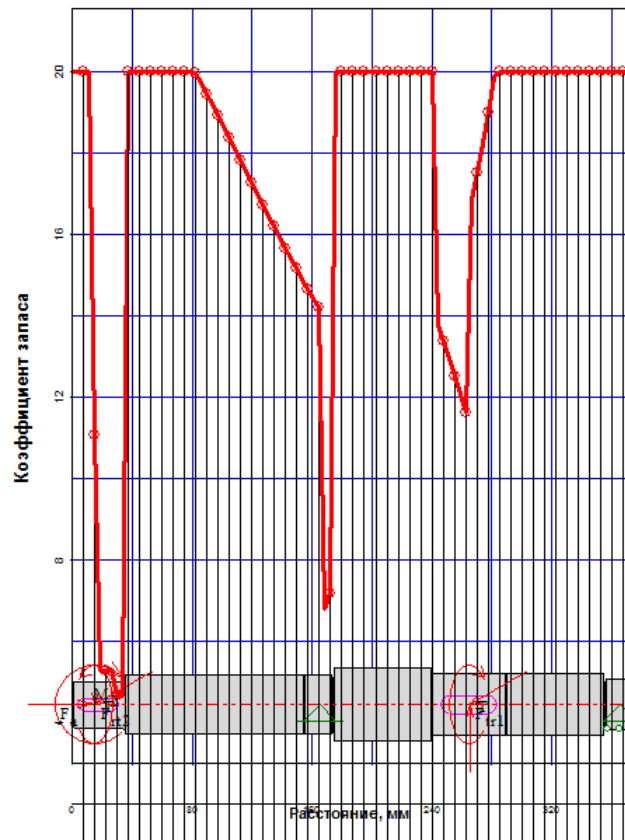


Рисунок 35- Эпюры эквивалентного напряжения и коэффициента запаса прочности

## Оценка результатов расчёта и проверка жёсткости вала

Основные результаты расчёта в модуле Shaft можно определить, наводя курсор на линии эпюр (графиков), полученных в расчёте.

Для оценки прочности вала - максимальное эквивалентное напряжение в сечении вала под коническим колесом  $\sigma_{\text{эКВ}} = 44,9 \text{ МПа} < [\sigma] = 85 \text{ МПа}$ .

Коэффициент запаса прочности: минимальный запас  $S = 4.7$  в сечении с шпоночной канавкой на левом конце вала, в сечении рядом с левой опорой  $S = 6,8$ . Условия прочности выполнено  $S > [S] = 1.7 \dots 2.5$ .

Для оценки жёсткости вала определим по эпюре угла закручивания его максимальную величину  $\varphi = 0,079$  градуса на длине  $0,250 \text{ м}$ , таким образом относительный угол закручивания составил  $\Theta = \varphi / l = 0.079 / 0.25 = 0.316$  градус на метр. Допустимый относительный угол закручивания вала зависит от назначения привода. В ответственных приводах точных машин данный угол может быть равен  $0,1 \dots 0,2$  градус/м, при отсутствии жёстких требований к точности  $[\Theta] \approx 1$  градус/м, отсюда можно сделать вывод, что условие жёсткости на кручение выполнено.

Жёсткость вала на изгиб оценивается по двум параметрам: прогиб и угол поворота поперечного сечения. Допустимые значения  $[y]$  для валов зубчатых колёс: под колесом  $0,01 \text{ м}$  — для цилиндрических колёс и  $0,005 \text{ м}$  — для конических. Для валов общего назначения  $[y] = (0,0002 \dots 0,0003) / l$  где  $l$  межопорное расстояние. Угол взаимного наклона валов под зубчатыми колёсами  $[y] < 0,001$  градус. Угол поворота вала в подшипнике скольжения  $[\Theta] < 0,05$  градус, в радиальном шарикоподшипнике  $[\Theta] < 0,1$  градус, в роликовом подшипнике  $[\Theta] < 0,03$  градус.

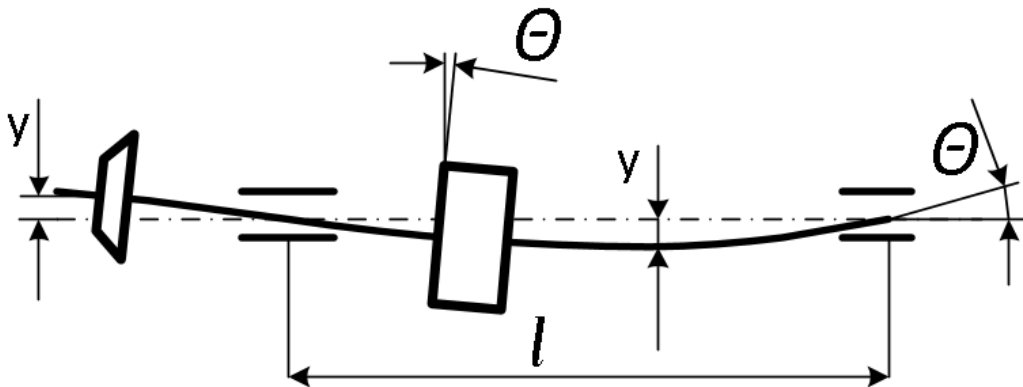


Рисунок 36 - Схема упругой деформации вала и параметры жесткости.

Определим допустимые значения прогиба и угла поворота для нашего примера:

-допустимый прогиб между опорами  $[y]=(0.0002-0.0003)250=0.05\dots0.075\text{мм}$ ; -допустимый прогиб на участке конического колеса  $[y]=0,005m$ , примем модуль зуба конического колеса  $m=2\dots4\text{ мм}$ ,  $[y]=0.005(2\dots4)=0,01\dots0,02\text{мм}$ . -допустимый прогиб на участке цилиндрического колеса  $[y]=0,01(2\dots4)=0,02\dots0,04\text{ мм}$ .

Допустимый угол поворота сечения в опорах примем исходя из предположения, что вал вращается на роликовых конических подшипниках  $[\Theta]=0,03\text{ градус}$ .

В результате расчёта получены следующие упругие деформации:

- максимальный прогиб между опорами в горизонтальной плоскости  $y_x=0.003\text{мм}$ , в вертикальной плоскости  $y_y=0.003\text{мм}$ , суммарный прогиб –

$$y = \sqrt{y_x^2 + y_y^2} = \sqrt{0.003^2 + 0.003^2} = 0,0042\text{мм} \quad \text{что меньше } 0,05\text{мм}.$$

- В зоне цилиндрического колеса  $y=0.004\text{мм}$  меньше чем  $0,04\text{мм}$ .
- В зоне конического колеса прогиб  $y=0,033\text{мм}$ , что превышает  $0,01\dots0,02\text{мм}$ , вывод - **жесткость левого выходного конца недостаточна.**

Проверим углы поворота вала в опорах:

- Угол поворота в левой опоре  $\Theta=0,0024\text{ градуса}$  это меньше чем  $0,03$ ;

- Угол поворота в правой опоре  $\Theta = \sqrt{0,003^2 + 0,0034^2} = 0,0057$  , меньше допустимого 0,03 градуса.

Вывод: несмотря на то, что прочность вала обеспечена, проверка на жесткость показала, что левый конец вала под нагрузкой будет прогибаться больше допустимого по условиям работы конического колеса. Причем прогиб наблюдается в основном в горизонтальной плоскости, смотри рис.30.

Так как значительный изгиб происходит на участке вала до левой опоры, увеличим диаметр под коническим колесом с 30 до 35 мм, на втором участке увеличим диаметр с 40 до 45 мм (рисонок.37) и пересчитаем.

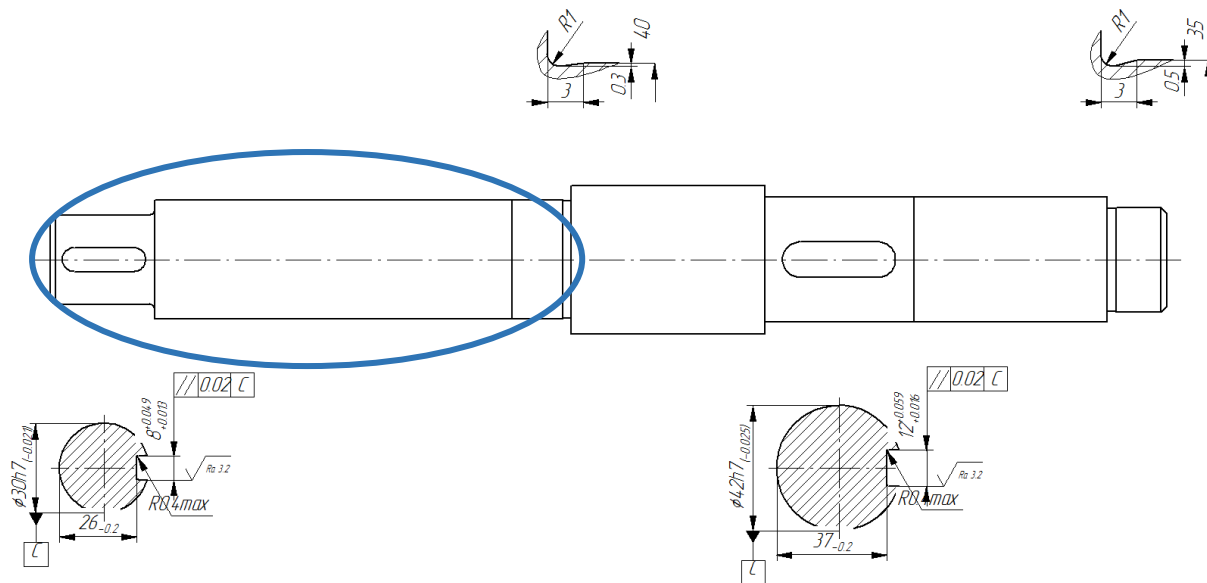


Рисунок 37- Изображение вала, полученное в автоматизированном режиме в программе APM Shaft.

### Редактирование размеров вала

Участок вала с недостаточной жёсткостью выделен. Редактируем конструкцию вала. Рисунок 38. и пересчитываем.

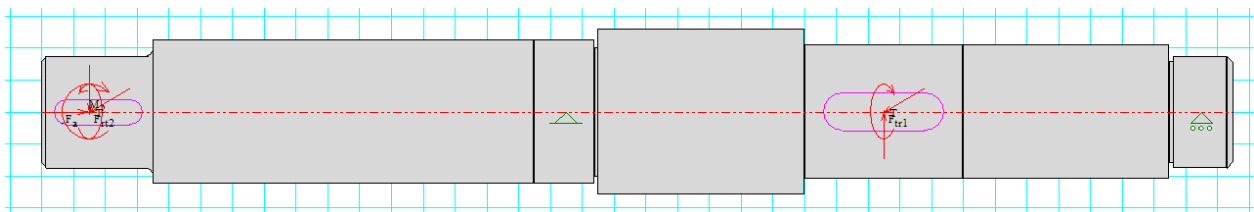


Рис.38. Эскиз вала с увеличенными размерами двух левых участков

$$\Theta = \sqrt{0,003^2 + 0,0034^2} = 0,0057$$



Определяем по эпюрам основные результаты проверки прочности и жесткости отредактированного вала:

- Эквивалентное напряжение в опасном месте  $\sigma_{\text{ЭКВ}}=28,2 \text{ МПа} < 85 \text{ МПа}$ ;
- Коэффициент запаса прочности  $S = 7,4$  значительно больше требуемого.
- Угол поворота сечения вала  $\Theta = 0,0095 < 0,03$  градуса;
- Прогиб вала на участке конического колеса  $y=0,019 \text{ мм} < 0,02 \text{ мм}$ . Прогиб близок к максимально допустимому при работе конического колеса с модулем  $m=4 \text{ мм}$ . В заданных условиях зубья конического колеса должны иметь модуль зуба не менее 4 мм.

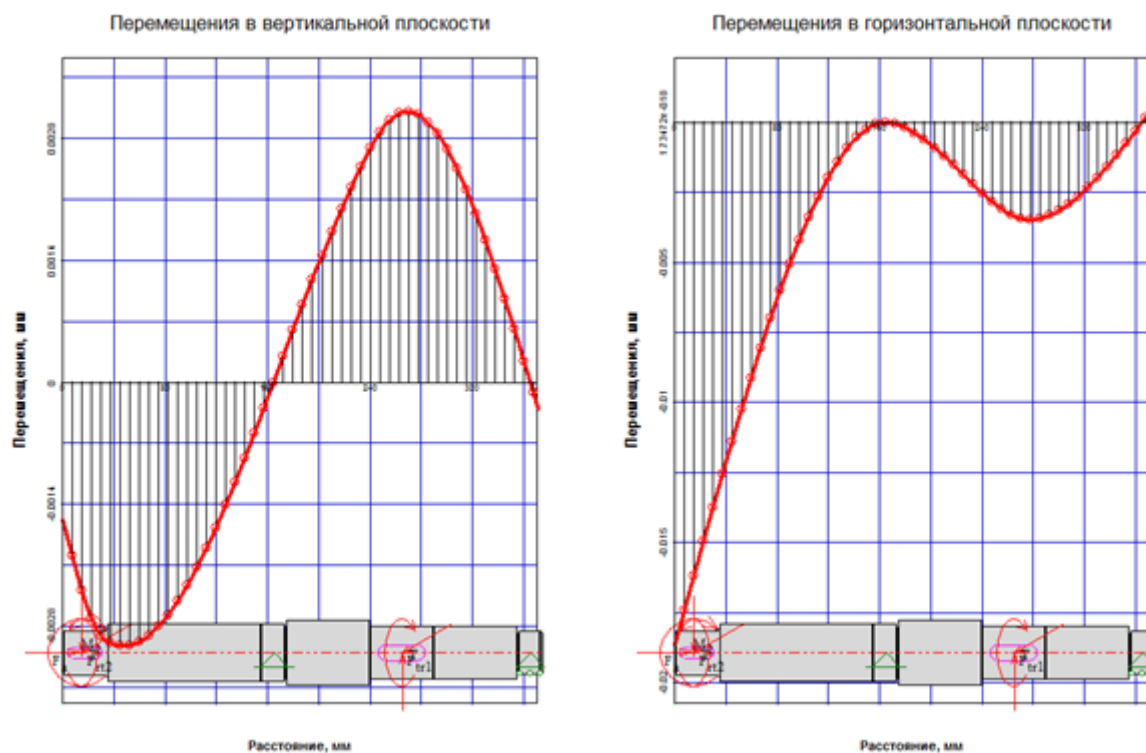


Рисунок 39- Эпюры прогибов вала после редактирования размеров.

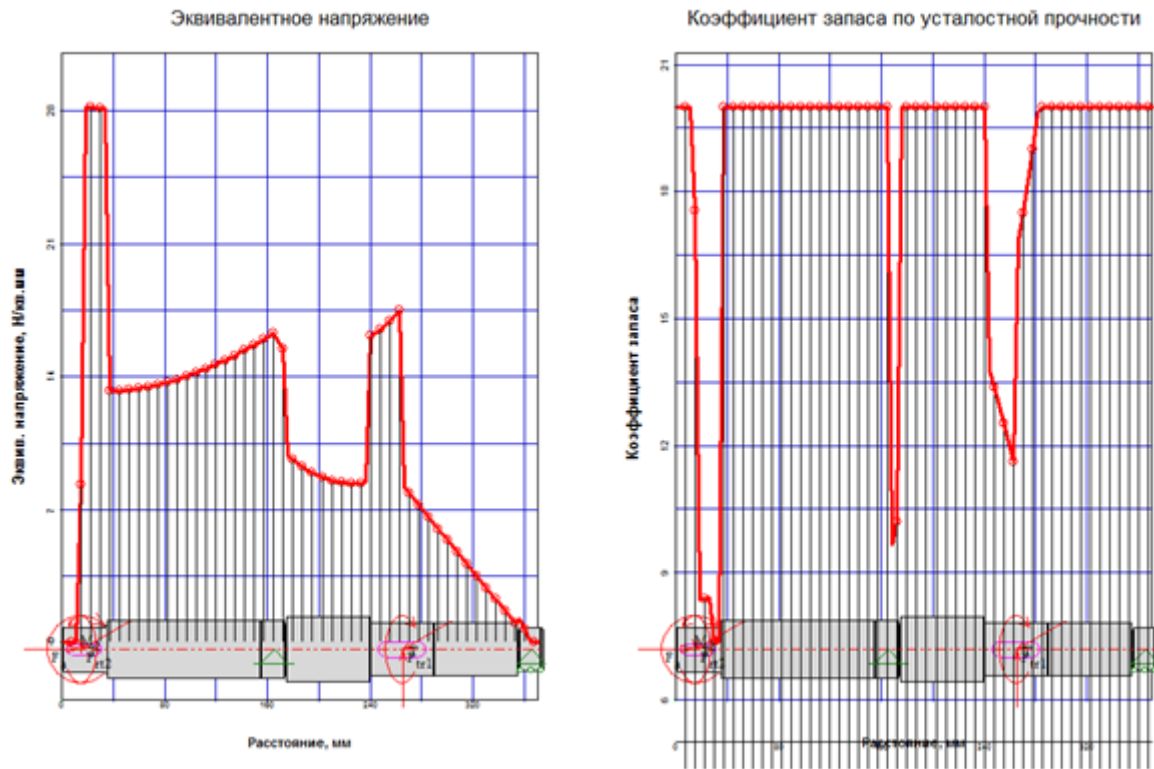


Рис.40. Эпюры эквивалентного напряжения и коэффициента запаса прочности после редактирования размеров вала.

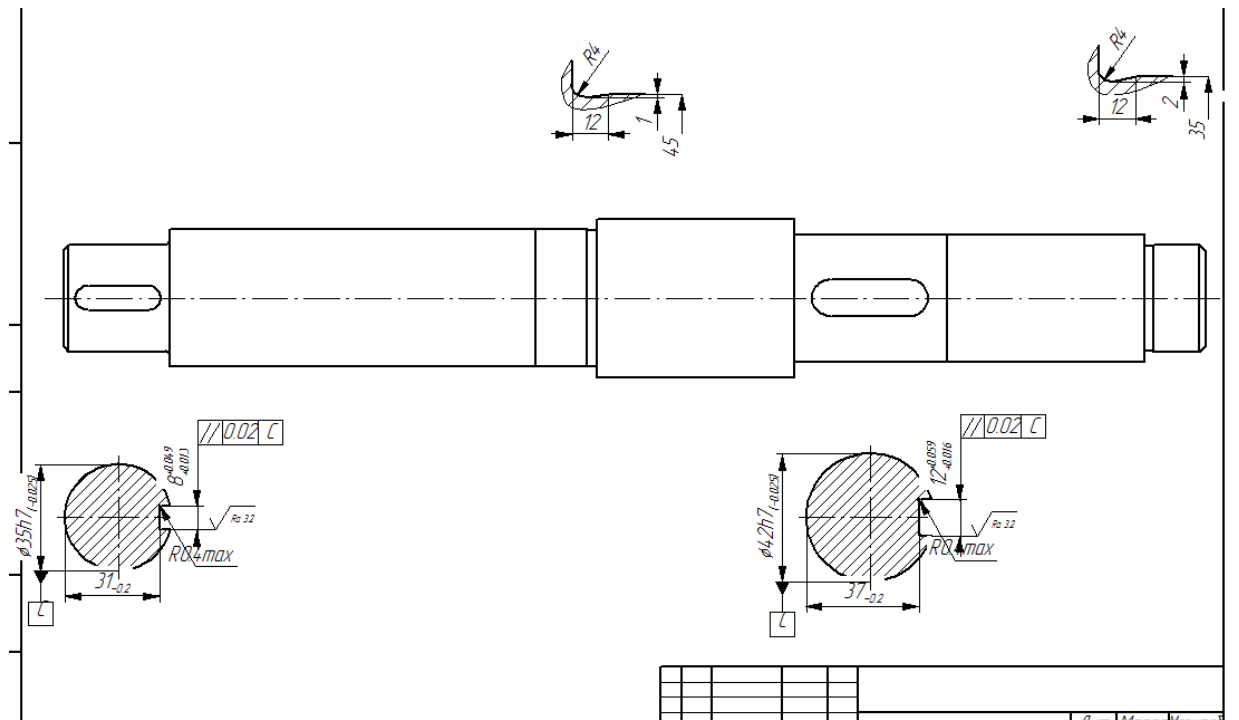


Рисунок 41- Фрагмент чертежа отредактированного вала.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заданных условиях был сконструирован и рассчитан приводной вал. На первом этапе размеры вала были определены по условиям статической прочности, и проверены на выносливость. Для валов общего назначения без особых требований к их точности обычно этого бывает достаточно. Проверочные расчёты на жёсткость по условиям работы подшипников вала и зубчатых колёс показали, показали необходимость увеличения жёсткости вала за счёт увеличения диаметра. При конструировании размеры валов определяются не только условием прочности, но в некоторых случаях и условием жёсткости.

## Список литературы

1. Беляев Н. М. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. 15-е изд.- М.: Наука, 1976.-608 с.: ил.
2. Подскребко М. Д. Сопротивление материалов: Лаб. Пр.: Учеб.пособие/М. Д. Подскребко, О. И. Мисуно, С. А. Легеньский.— Мн.:Амалфея, 2001.—272 с.
3. Копнов В.А., Кривошапко С.Н. Сопротивление материалов: Руководство для решения задач и выполнения лабораторных и расчетно–графических работ.- М.:Высш.шк., 2003.-351с.:ил.
4. В.Я. Молотников. Курс сопротивления материалов.- СПб.:Лань, 2006.-380с.
5. Очинский В.В. Сопротивление материалов: именной и терминолог. Словарь: уч. Пособие для вузов/В.В. Очинский, А.А. Кожухов, Ю.А. Лобейко.- 2-е изд., перераб. и доп. – М.:Колос; Ставрополь: Агрус, 2009.-191с.
6. Степин П.А. Сопротивление материалов: учеб. для вузов/ П.А. Степин-12-е изд., стер.-СПб.: Лань, 2012.-320с.
7. <https://zachnik.ru/blog/obrazec-oformleniya-kontrolnoj-raboty/>
8. <https://studlance.ru/blog/oformlenie-kontrolnoj-raboty-po-gostu>

## СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица П.1

*Механические характеристики некоторых сталей*

| Марка стали | Предел прочности, МПа | Изгиб      |               |            | Растяжение–сжатие |               |            | Кручение |             |          |
|-------------|-----------------------|------------|---------------|------------|-------------------|---------------|------------|----------|-------------|----------|
|             |                       | $\sigma_T$ | $\sigma_{-1}$ | $\sigma_0$ | $\sigma_T$        | $\sigma_{-1}$ | $\sigma_0$ | $\tau_T$ | $\tau_{-1}$ | $\tau_0$ |
|             |                       | МПа        |               |            | МПа               |               |            | МПа      |             |          |
| 10          | 370                   | 230        | 170           | 300        | 220               | 120           | 220        | 140      | 110         | 200      |
| 15          | 400                   | 270        | 180           | 320        | 230               | 130           | 230        | 120      | 115         | 220      |
| 20          | 420                   | 280        | 180           | 340        | 240               | 130           | 240        | 150      | 115         | 220      |
| 25          | 450                   | 300        | 185           | 350        | 250               | 135           | 250        | 165      | 120         | 230      |
| 30          | 500                   | 340        | 200           | 380        | 280               | 150           | 290        | 175      | 125         | 240      |
| 35          | 550                   | 370        | 240           | 440        | 310               | 180           | 340        | 190      | 140         | 260      |
| 45          | 650                   | 430        | 240           | 470        | 360               | 200           | 360        | 220      | 160         | 300      |
| 50          | 600                   | 450        | 250           | 480        | 380               | 210           | 380        | 240      | 170         | 320      |
| 60          | 750                   | 500        | 325           | 520        | 420               | 230           | 410        | 260      | 190         | 370      |
| 40ХН        | 830                   | 690        | 360           | 550        | 620               | 280           | 430        | 380      | 200         | 380      |
| 50ХН        | 1150                  | 1010       | 510           | 830        | 920               | 350           | 600        | 540      | 280         | 520      |
| 30ХМА       | 980                   | 810        | 410           | 670        | 730               | 300           | 530        | 420      | 240         | 420      |
| 12ХН3А      | 950                   | 780        | 400           | 700        | 700               | 280           | 500        | 400      | 220         | 390      |
| 10ХН3А      | 1000                  | 800        | 420           | 750        | 750               | 310           | 520        | 410      | 230         | 400      |
| 18ХН3А      | 1100                  | 1050       | 500           | 800        | 800               | 320           | 600        | 500      | 260         | 500      |
| 25ХН3А      | 1200                  | 1090       | 530           | 870        | 1000              | 370           | 650        | 610      | 300         | 570      |

**Влияние обработки поверхности. Значения коэффициента шероховатости**

| Материал, способ обработки, способ поверхностного упрочнения                                                         | Коэффициент |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| Полированная поверхность                                                                                             | 1           |
| Чистое шлифование                                                                                                    | 1,1 – 1,2   |
| Точение                                                                                                              | 1,2 – 1,5   |
| Углеродистая и легированная сталь: поверхностная закалка токами высокой частоты; деталь без концентратора напряжений | 0,83        |
| Углеродистая и легированная сталь; поверхностная закалка токами высокой частоты; деталь с концентратором напряжений  | 0,67        |
| <b>Сталь: азотирование; деталь без концентратора напряжений</b>                                                      | 0,91        |
| Сталь: азотирование; деталь с концентратором напряжений                                                              | 0,77        |
| Сталь малоуглеродистая: цементация; деталь без концентратора напряжений                                              | 0,91        |
| Сталь малоуглеродистая: цементация; деталь с концентратором напряжений                                               | 0,83        |
| Углеродистая и легированная сталь: обкатка роликами; деталь без концентратора напряжений                             | 0,91        |
| Углеродистая и легированная сталь: обкатка роликами; деталь с концентратором напряжений                              | 0,77        |
| Углеродистая и легированная сталь: обдувка дробью (независимо от концентратора напряжений)                           | 0,91        |

## Значения коэффициентов влияния масштабного фактора

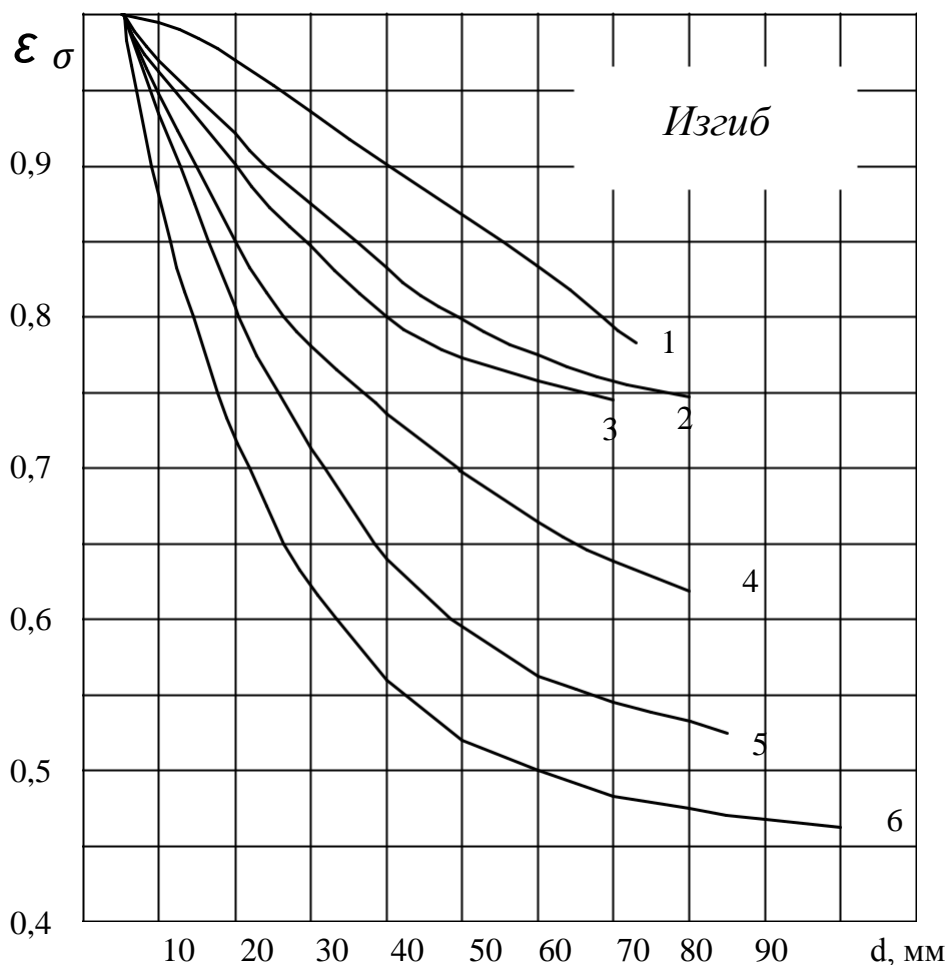


Рис. П.1 Значения коэффициентов влияния масштабного фактора  $k_d$  ( $\epsilon_\sigma$ ):

- 1 – углеродистая сталь, гладкий полированный вал;
- 2 – углеродистая сталь, гладкий шлифованный вал;
- 3 – легированная сталь, гладкий полированный вал;
- 4 – легированная сталь, гладкий шлифованный вал; и углеродистая сталь, деталь с концентратором напряжений;
- 5 – легированная сталь, деталь с умеренной концентрацией напряжений ( $K_\sigma < 2$ );
- 6 – конструкционная сталь ( $\sigma_s \leq 650$  МПа), вал с напрессованной деталью; для  $d \leq 60$  мм – легированная сталь с резкой концентрацией напряжений ( $K_\sigma \geq 2$ )

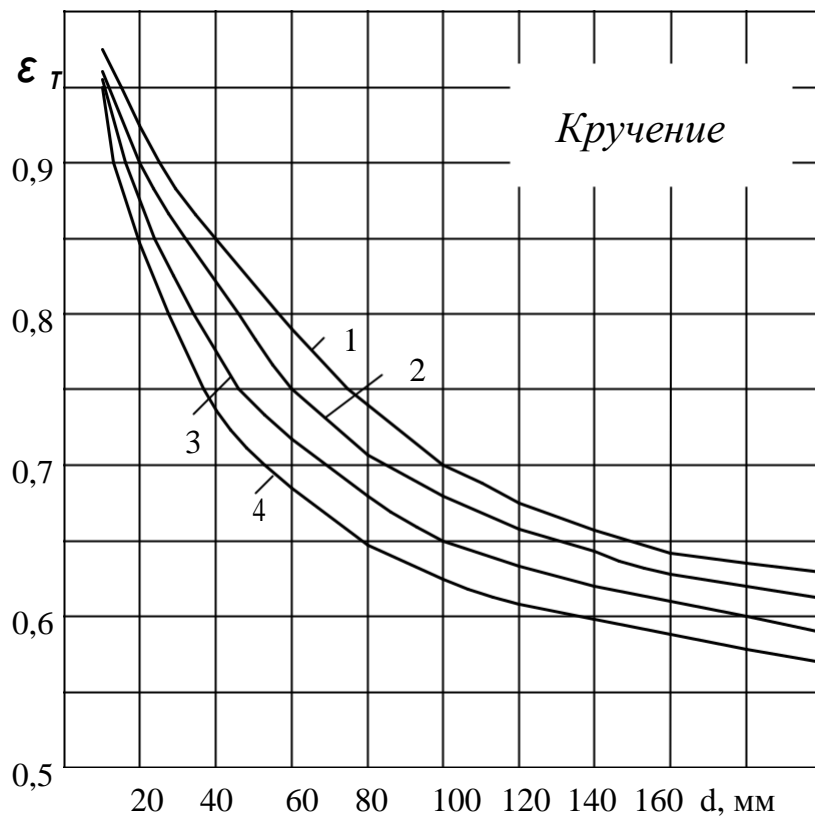


Рис. П.2 Значения коэффициентов влияния масштабного фактора  $\epsilon_T$ :

- 1 – углеродистая сталь  $\sigma_s = 400 \dots 500$  МПа;
- 2 – углеродистая сталь и легированная сталь  $\sigma_s = 500 \dots 800$  МПа;
- 3 – легированная сталь  $\sigma_s = 800 \dots 1200$  МПа;
- 4 – легированная сталь  $\sigma_s = 1200 \dots 1400$  МПа



## Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с галтелями

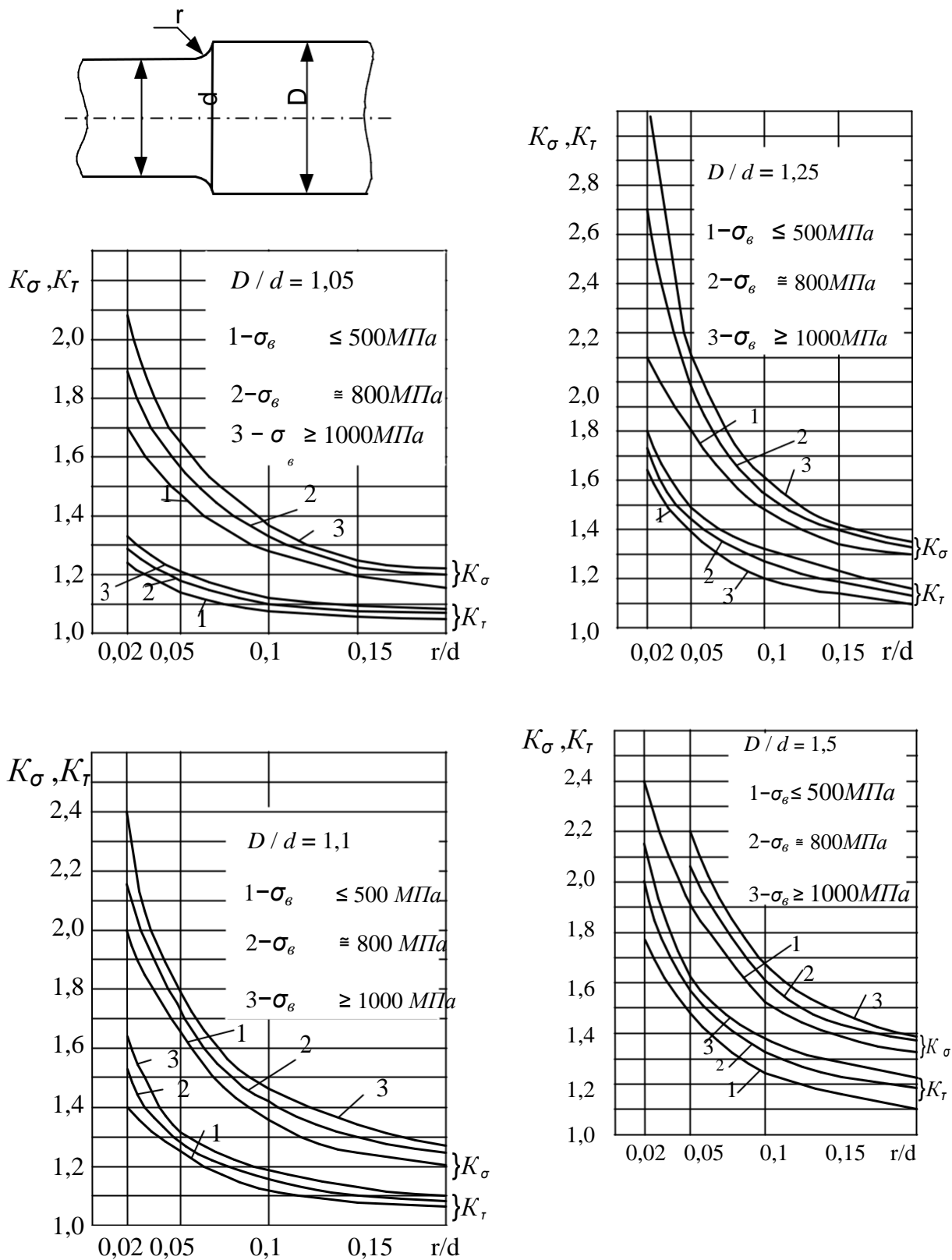


Рис. П.3 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с галтелями

## Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с выточками

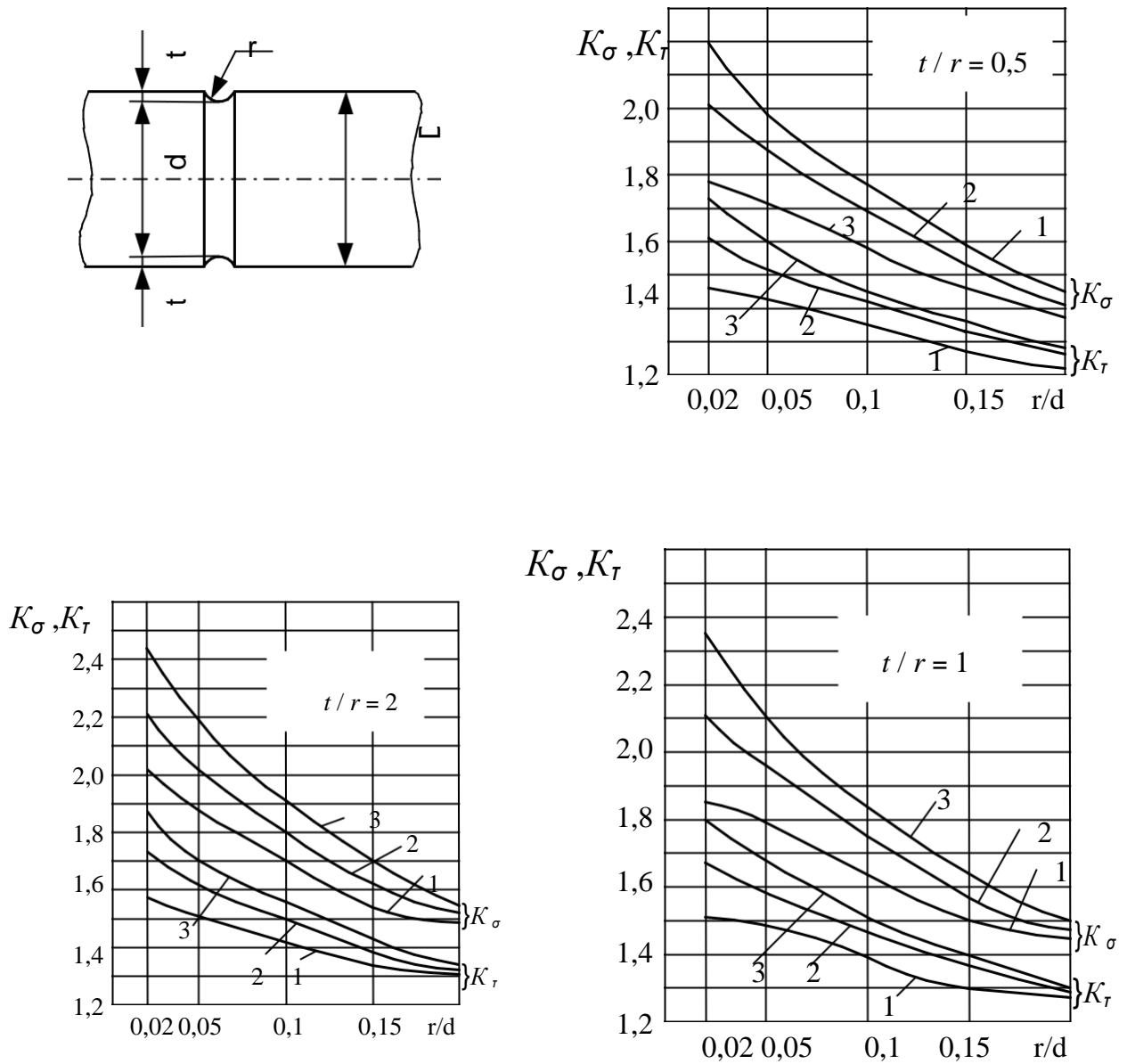


Рис. П.4 Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  для валов с выточками:

1 -  $\sigma_s \leq 500$  МПа;

2 -  $\sigma_s \approx 800$  МПа;

3 -  $\sigma_s \geq 1000$  МПа

## Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечными отверстиями

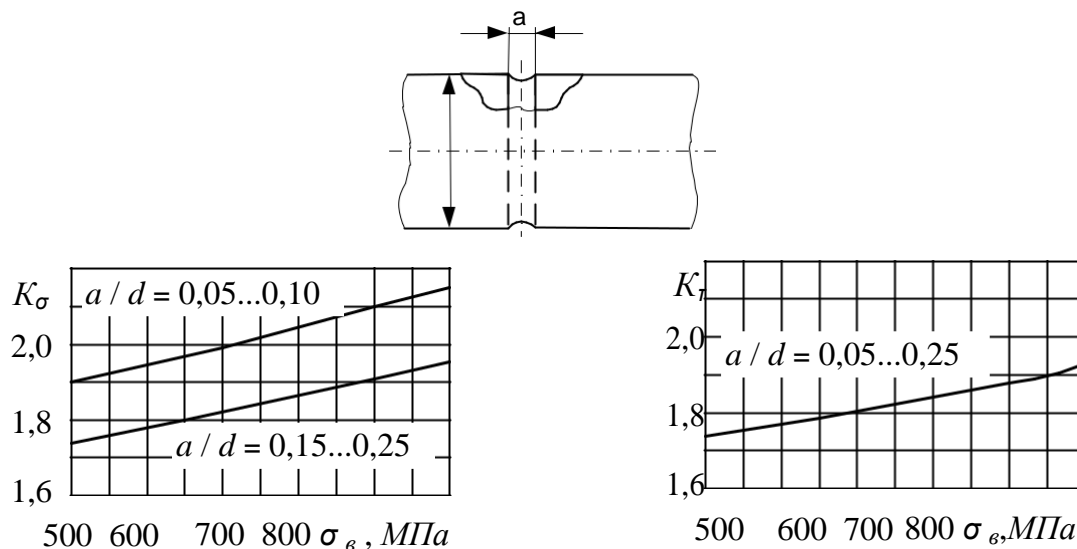


Рис. П.5

**Примечание.** Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует определять по нетто-сечению, вычисляя моменты сопротивления по формулам:

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

$$W_K \approx \frac{\pi d^3}{16} \left( 1 - \frac{a}{d} \right).$$

## Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с одной или двумя шпоночными канавками

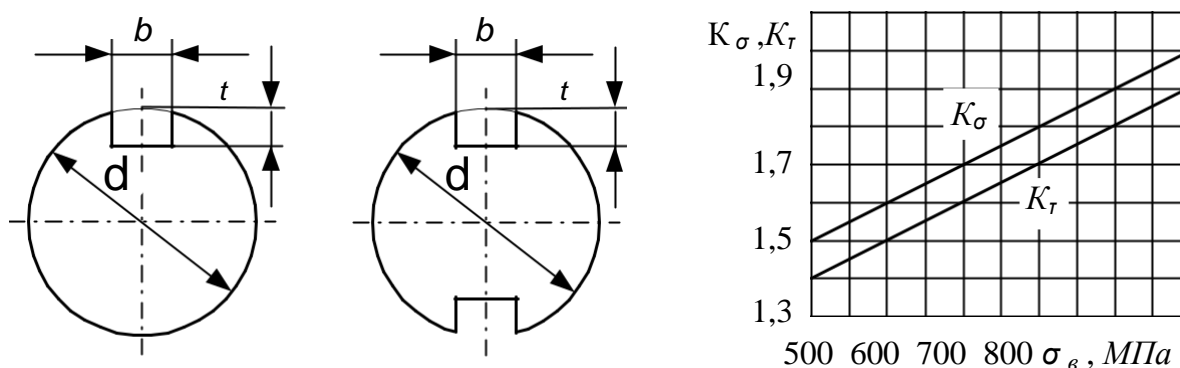


Рис. П.6

**Примечание.** Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует определять по нетто-сечению, вычисляя моменты сопротивления по формулам:

при одной шпоночной канавке

$$W_{II} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d};$$

$$W_K \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d};$$

при двух шпоночных канавках

$$W_{II} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d};$$

$$W_K \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}.$$

Таблица П.3

Шпонки призматические (из ГОСТ 23360-78)

| Диаметр вала d, мм | b, мм | t, мм | Диаметр вала d, мм | b, мм | t, мм | Диаметр вала d, мм | b, мм | t, мм |
|--------------------|-------|-------|--------------------|-------|-------|--------------------|-------|-------|
| 17-22              | 6     | 3,5   | 44-50              | 14    | 5,5   | 75-85              | 22    | 9     |
| 22-30              | 8     | 4     | 50-58              | 16    | 6     | 85-95              | 25    | 9     |
| 30-38              | 10    | 5     | 58-65              | 18    | 7     | 95-110             | 28    | 10    |
| 38-44              | 12    | 5     | 65-75              | 20    | 7,5   | 110-130            | 32    | 11    |

### Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых (зубчатых) участков валов

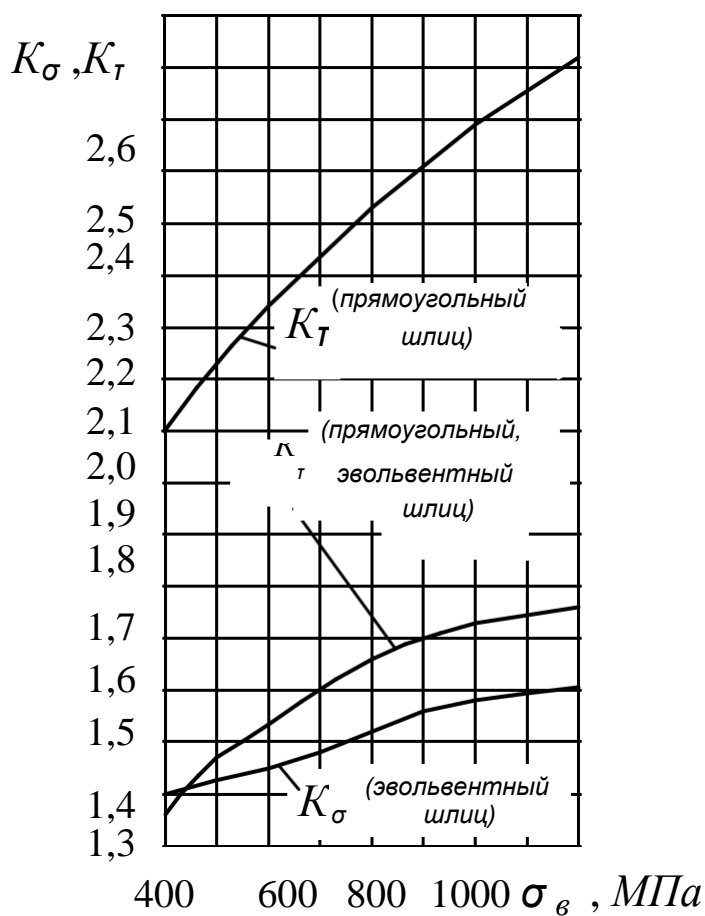


Рис. П.7

**Примечание.** Моменты сопротивления для участков с прямоугольными шлицями определяют по формулам:

$$W_{II} = \xi \frac{\pi d^3}{32}; \quad W_K = 2W_{II},$$

где  $d$  – внутренний диаметр;  $\xi$  – поправочный коэффициент, принимаемый по следующим данным.

Серия шлицевого соединения  $\xi$ :

- легкая 1,09...1,16;
- средняя 1,14...1,27;
- тяжелая 1,14...1,39.

Меньшие значения  $\xi$  соответствуют большим  $d$ .

Для эвольвентных шлицевых соединений величины  $W_{II}$  и  $W_K$  следует определять, как

для сплошного круглого сечения, диаметр которого равен диаметру делительной окружности.

Таблица П.4

**Номинальный размер  $z \times d \times D$  шлицевых прямобоочных соединений (из ГОСТ 1139-80) (мм)**

| Серия   |         |          |            |              |              |
|---------|---------|----------|------------|--------------|--------------|
| легкая  | средняя | тяжелая  | легкая     | средняя      | тяжелая      |
| 6×23×26 | 6×11×14 | 10×16×20 | 10×72×78   | 8×42×48      | 16×52×60     |
| 6×26×30 | 6×13×16 | 10×18×23 | 10×82×88   | 8×46×54      | 16×56×65     |
| 6×28×32 | 6×16×20 | 10×21×26 | 10×92×98   | 8× 52 × 60   | 16×62×72     |
| 8×32×36 | 6×18×22 | 10×23×29 | 10×102×108 | 8× 56 × 65   | 16×72×82     |
| 8×36×40 | 6×21×25 | 10×26×32 | 10×112×120 | 8× 62 × 72   | 20×82×92     |
| 8×42×46 | 6×23×28 | 10×28×35 |            | 10×72×82     | 20× 92 × 102 |
| 8×46×50 | 6×26×32 | 10×32×40 |            | 10×82×92     | 20× 102× 115 |
| 8×52×58 | 6×28×34 | 10×36×45 |            | 10× 92 × 102 | 20×112×125   |
| 8×56×62 | 8×32×38 | 10×42×52 |            | 10× 102× 112 |              |
| 8×62×66 | 8×36×42 | 10×46×56 |            | 10× 112× 125 |              |

Для эвольвентных шлицевых соединений значения модулей в миллиметрах по ГОСТ 6033-80\* таковы:

ряд 1 ..... 0,5; 0,8; 1,25; 2; 3; 5; 8;

ряд 2 ..... 0,6; 1; 1,5; 2,5; 3,5; 4; 6; 10.

При выборе модуля ряд 1 следует предпочесть ряду 2. Модуль 3,5 применять не рекомендуется.

Диаметр делительной окружности эвольвентных шлицевых соединений зависит от модуля  $m$  и количества зубьев  $z$ :  $d = m \cdot z$ .

Параметры соединения следует выбирать из двух следующих таблиц.

Таблица П.5

**Основные геометрические параметры эвольвентных соединений(поСТСЭВ269-76)**

| Наружный диаметр $D$ , мм | Число зубьев $z$ при модуле $m$ |    |     |           |     |
|---------------------------|---------------------------------|----|-----|-----------|-----|
|                           | 0,8*                            | 1  | 1,5 | 2*        | 2,5 |
| 20                        | <b>23</b>                       | 18 | 12  | 8         | 6   |
| 22*                       | <b>26</b>                       | 20 | 14  | 9         | 7   |
| 25                        | <b>30</b>                       | 24 | 15  | 11        | 8   |
| 28*                       | <b>34</b>                       | 26 | 17  | 12        | 10  |
| 30                        | <b>36</b>                       | 28 | 18  | 13        | 10  |
| 32*                       | <b>38</b>                       | 30 | 20  | 14        | 11  |
| 35                        | 42                              | 34 | 22  | <b>16</b> | 12  |
| 38*                       | 46                              | 36 | 24  | <b>18</b> | 14  |
| 40                        | 48                              | 38 | 25  | <b>18</b> | 14  |
| 42*                       | 51                              | 40 | 26  | <b>20</b> | 15  |
| 45                        | 55                              | 44 | 28  | <b>21</b> | 16  |
| 50                        | 50                              | 48 | 32  | <b>24</b> | 18  |
| 55                        | 66                              | 54 | 35  | <b>26</b> | 20  |
| 60                        | 74                              | 58 | 38  | <b>28</b> | 22  |

**Примечания:**

1. При выборе наружного (номинального) диаметра и модуля предпочтительны значения, не отмеченные звездочками.
2. Числа зубьев, выделенные курсивом, являются предпочтительными.

Таблица П.6

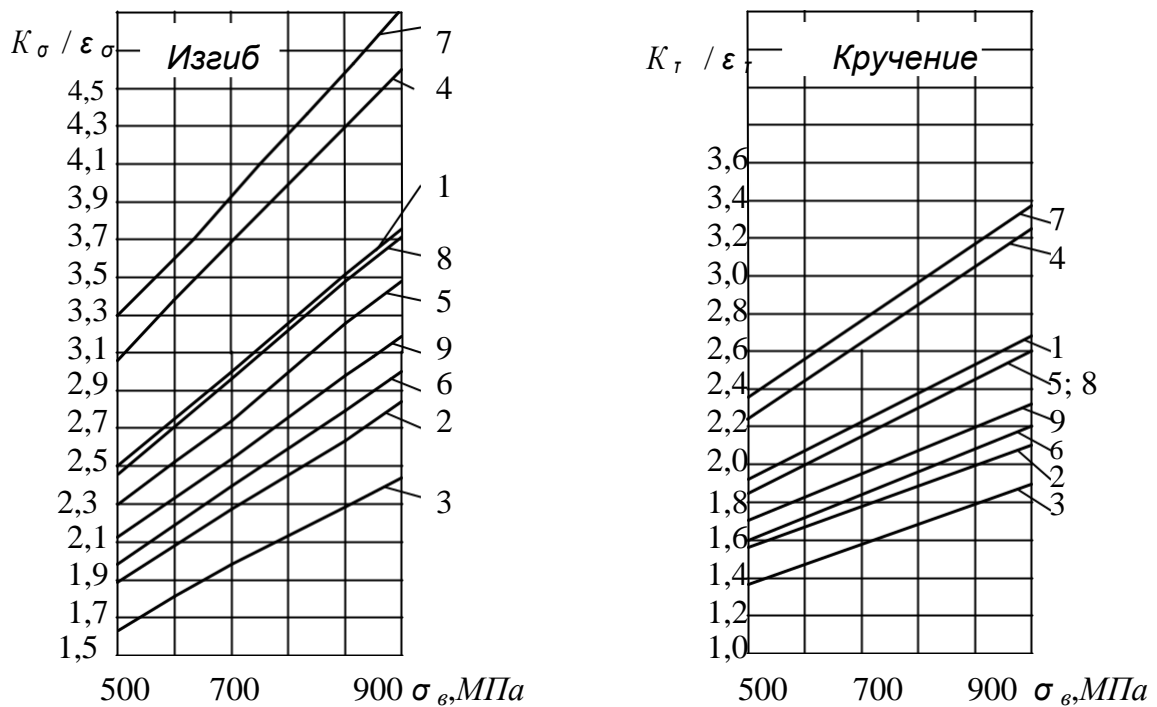
**Основные геометрические параметры эвольвентных соединений(поСТСЭВ269-76)**

| Наружный диаметр $D$ , мм | Число зубьев $z$ при модуле $m$ |     |           |           |    |
|---------------------------|---------------------------------|-----|-----------|-----------|----|
|                           | 2*                              | 2,5 | 3         | 5*        | 10 |
| 65                        | <b>31</b>                       | 24  | <b>20</b> | 10        | -  |
| 70                        | <b>34</b>                       | 26  | <b>22</b> | 12        | -  |
| 75                        | <b>36</b>                       | 28  | <b>24</b> | 13        | -  |
| 80                        | 38                              | 30  | <b>25</b> | 14        | 6  |
| 85                        | 41                              | 32  | <b>27</b> | <b>15</b> | 7  |
| 90                        | 44                              | 34  | <b>28</b> | <b>16</b> | 7  |
| 95                        | 46                              | 36  | <b>30</b> | <b>18</b> | 8  |
| 100                       | 48                              | 38  | <b>32</b> | <b>18</b> | 8  |
| 110                       | 54                              | 42  | <b>35</b> | <b>20</b> | 9  |
| 120                       | 58                              | 46  | <b>38</b> | <b>22</b> | 10 |
| 130                       | 64                              | 50  | <b>42</b> | <b>24</b> | 11 |
| 140                       | 68                              | 54  | <b>45</b> | <b>26</b> | 12 |
| 150                       | 74                              | 58  | <b>48</b> | <b>28</b> | 13 |
| 160                       | -                               | -   | <b>52</b> | <b>30</b> | 14 |

**Примечания:**

1. При выборе наружного (номинального) диаметра и модуля предпочтительны значения, не отмеченные звездочками.
2. Числа зубьев, выделенные курсивом, являются предпочтительными.

**Коэффициенты снижения предела выносливости  
при изгибе ( $K_\sigma/\epsilon_\sigma$ ) и при кручении ( $K_\tau/\epsilon_\tau$ ) для  
валов у краев насаженных деталей**



Для диаметров менее 30 мм – линии 1, 2, 3 соответствуют посадкам Пр, Н, С. Для диаметров менее 50 мм – линии 4, 5, 6 соответствуют посадкам Пр, Н, С. Для диаметров менее 100 мм – линии 7, 8, 9 соответствуют посадкам Пр, Н, С

Рис. П.8

**Примечания:**

1. Для посадки внутренних колец подшипников качения следует принимать значения  $K_\sigma/\epsilon_\sigma$ ,  $K_\tau/\epsilon_\tau$ , соответствующие прессовой посадке.
2. При посадке детали на вал со шпоночной канавкой номинальные напряжения следует определять по нетто-сечению и принимать большее из значений  $K_\sigma/\epsilon_\sigma$ ,  $K_\tau/\epsilon_\tau$ , соответствующее влиянию посадки и шпоночной канавки.
3. Влияние концентрации напряжений от посадки детали необходимо учитывать при определении коэффициента запаса для сечений валов, совпадающих с краями насаженной детали.

Пример оформления титульного листа

Министерство сельского хозяйства и продовольствия РФ  
ФГБОУ ВО Иркутский государственный аграрный университет им. А.А. Ежевского  
Кафедра технического сервиса и общеинженерных дисциплин

**КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА**  
по Сопротивлению материалов

Выполнил(а): студент(ка) \_\_\_ курса  
\_\_\_ группы  
инженерного факультета  
спец. \_\_\_\_\_  
Фамилия И.О.  
шифр \_\_\_\_\_

Проверил: Ф.И.О. преподавателя

Иркутск 202\_\_\_



