

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

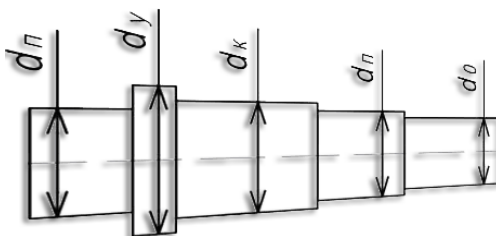
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Воронежский государственный технический университет»

Кафедра автоматизированного оборудования
машиностроительного производства

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению практических работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (профили «Технология машиностроения», «Металлообрабатывающие станки и комплексы» и «Конструкторско-технологическое обеспечение кузнечно-штамповочного производства») всех форм обучения



Воронеж 2021

УДК 658.56:621.81(07)
ББК 34.42я7

Составитель канд. техн. наук А. В. Демидов

Расчет и конструирование валов: методические указания к выполнению практических работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (профили «Технология машиностроения», «Металлообрабатывающие станки и комплексы» и «Конструкторско-технологическое обеспечение кузнечно-штамповочного производства») всех форм обучения / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»; сост.: А. В. Демидов. - Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2021. 40 с.

В методических указаниях содержится методика расчета валов редуктора, исходные данные для выполнения практических работ и приведен пример решения практической задачи.

Предназначены для проведения практических занятий по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов 3 курса.

Методические указания подготовлены в электронном виде и содержатся в файле МУ ДМиОК ПР.2021.pdf.

Табл. 15. Ил. 19. Библиогр.: 8 назв.

УДК 658.56:621.81(07)
ББК 34.42я7

Рецензент - М. И. Попова, канд. техн. наук, доц. кафедры автоматизированное оборудование машиностроительного производства ВГТУ

*Издается по решению редакционно-издательского совета
Воронежского государственного технического университета*

ВВЕДЕНИЕ

Основной задачей расчетов при проектировании валов редукторов является поиск наиболее оптимальной их конструкции, отвечающей условиям прочности, надежности и долговечности. При этом конструктор сталкивается с проблемой многовариантности, так как перечисленные выше условия должны быть обеспечены при минимальных габаритах, массе и стоимости, возможностям технологии изготовления. Все это в совокупности должно приводить к увеличению экономической эффективности изделий за весь период работы. Выполнение поставленных условий невозможно без тщательного расчета различных вариантов проектируемых конструкций, учета большого количества конструктивных факторов, так или иначе влияющих на надежность.

В методических указаниях рассмотрены вопросы расчета и конструирования валов, теоретические зависимости и алгоритмы, правила разработки рабочей документации в соответствии с требованиями ЕСКД, позволяющие более, глубоко освоить материал, и вырабатывают умения студентов использовать его при решении конкретных технических задач.

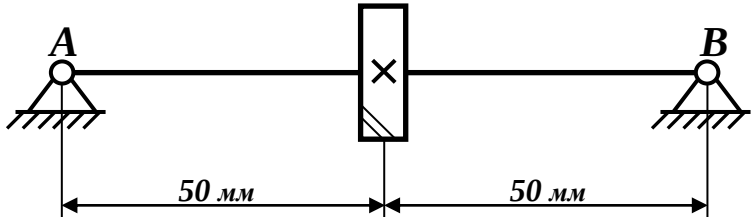
Результатом практической разработки является получение величин расчетных размеров участков валов между центрами зубчатых колес, подшипников и местами приложения нагрузок к валам редуктора. Это необходимо для определения опорных реакций, величин изгибающего момента в сечениях и для выполнения проектного и проверочного расчета валов. Расчет и конструирование валов является началом эскизного проектирования редуктора. Вначале выполняют предварительный расчет валов, затем их конструктивную разработку, а после этого проверяют расчет. Завершающим этапом практической работы является оформление рабочего чертежа вала в соответствии с требованиями ЕСКД.

**ЗАДАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ
ДЛЯ ВСЕХ ВАРИАНТОВ**

1. Определить диаметральные размеры вала;
2. Определить передаваемый крутящий (вращающий) момент на валу редуктора;
3. Определить неизвестные реакции в опорах вала А и В;
4. Построить эпюры изгибающих моментов $M_{из}$ от внутренних силовых факторов;
5. Определить коэффициент запаса усталостной прочности в опасном сечении вала под колесом (проточка для выхода шлифовального круга);
6. Разработать рабочий чертеж спроектированного вала на формате А3, проставив при этом все размеры, допуски, посадки, технические требования и шероховатость.

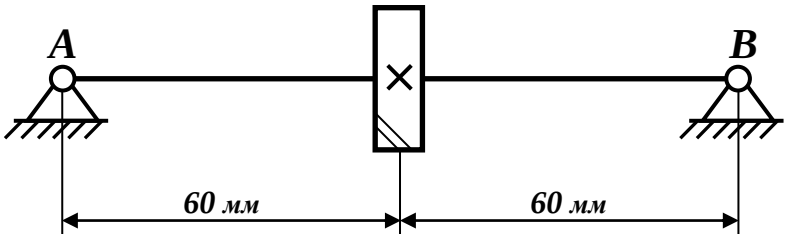
Вариант 1

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **15 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **60 мм**.



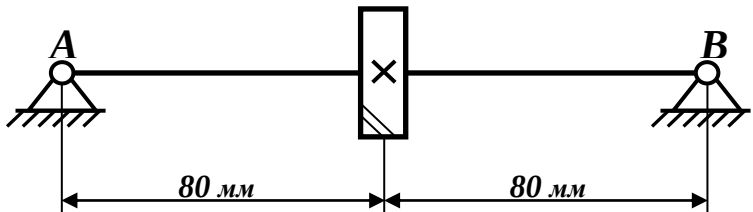
Вариант 2

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **20 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **80 мм**.



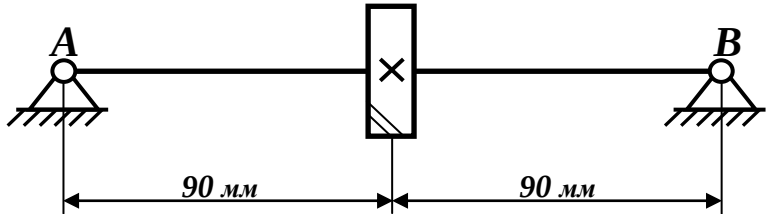
Вариант 3

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **25 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **100 мм**.



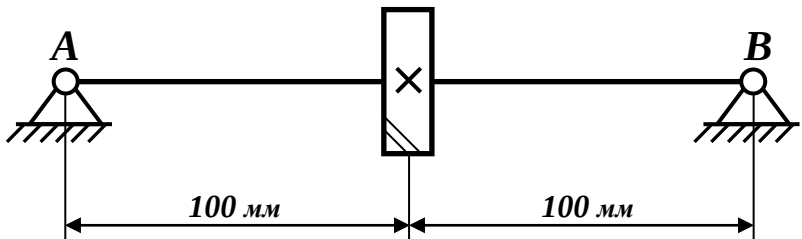
Вариант 4

Материал вала – *сталь 45*. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом *30 мм*. Делительный диаметр зубчатого колеса *130 мм*.



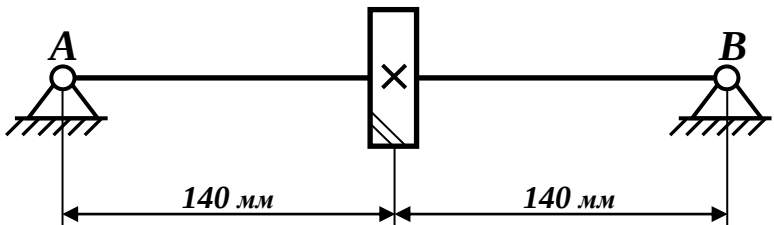
Вариант 5

Материал вала – *сталь 45*. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом *35 мм*. Делительный диаметр зубчатого колеса *150 мм*.



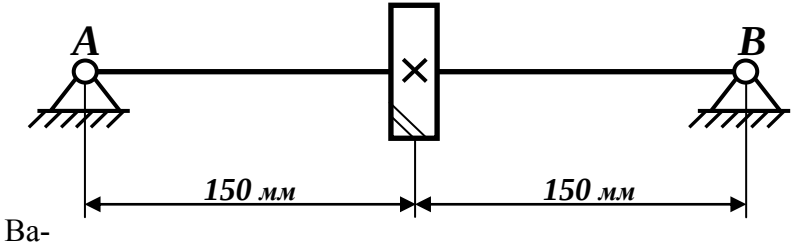
Вариант 6

Материал вала – *сталь 45*. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом *40 мм*. Делительный диаметр зубчатого колеса *150 мм*.



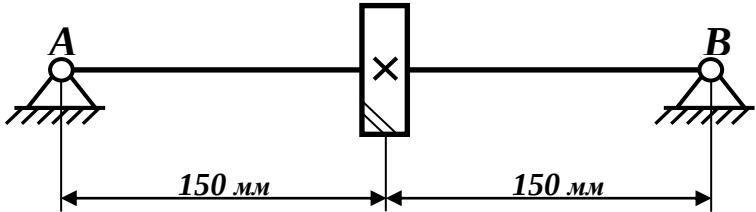
Вариант 7

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **45 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **200 мм**.



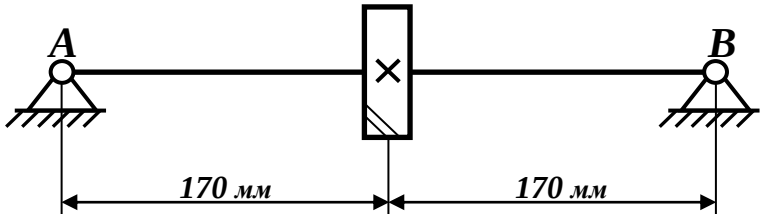
риант 8

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **50 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **220 мм**.



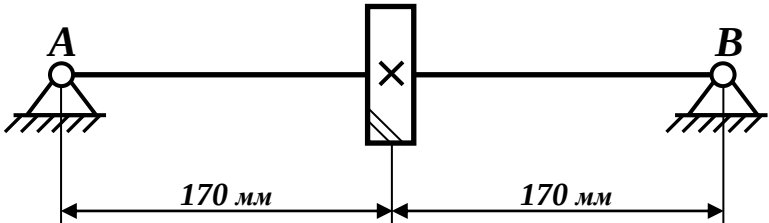
Вариант 9

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **55 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **240 мм**.



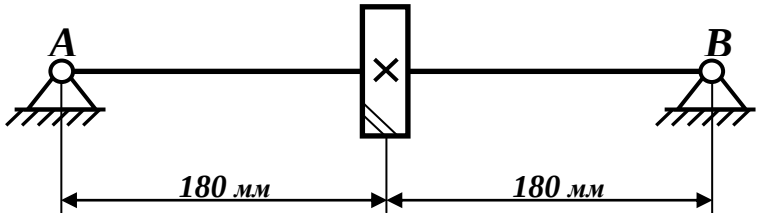
Вариант 10

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **60 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **260 мм**.



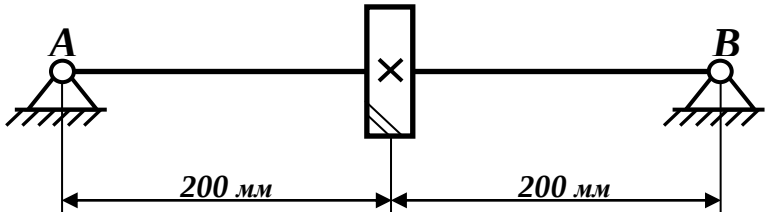
Вариант 11

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **65 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **300 мм**.



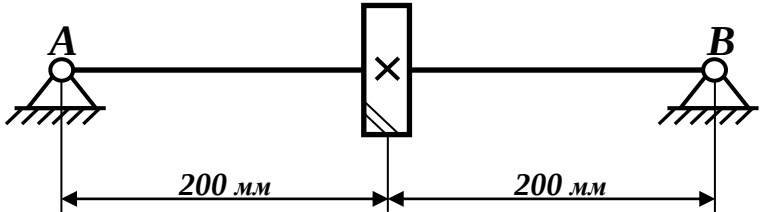
Вариант 12

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **70 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **280 мм**.



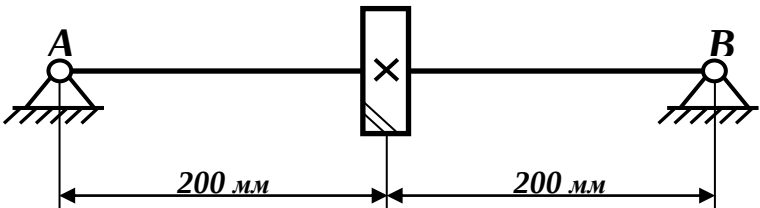
Вариант 13

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **75 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **320 мм**.



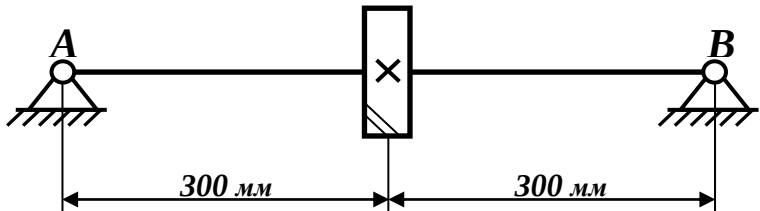
Вариант 14

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **80 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **350 мм**.



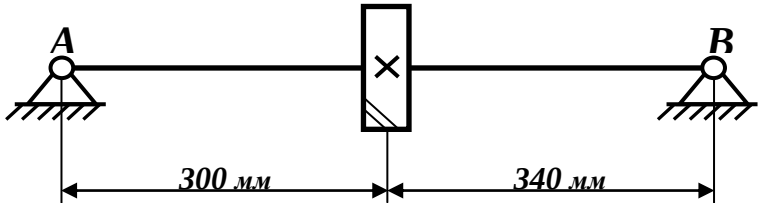
Вариант 15

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **85 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **350 мм**.



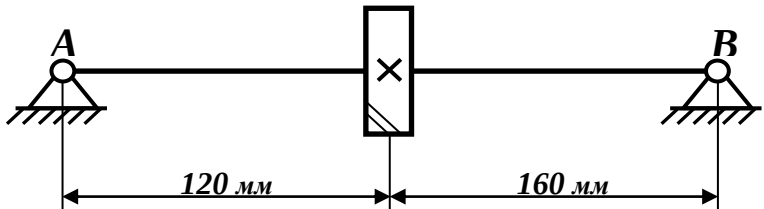
Вариант 16

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **90 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **400 мм**.



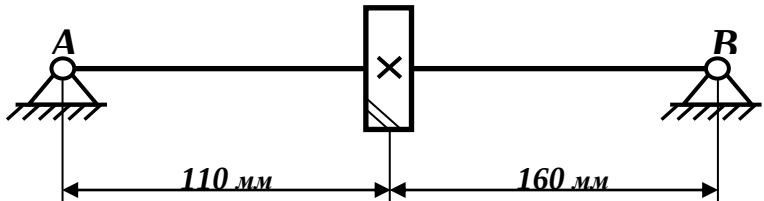
Вариант 17

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **30 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **100 мм**.



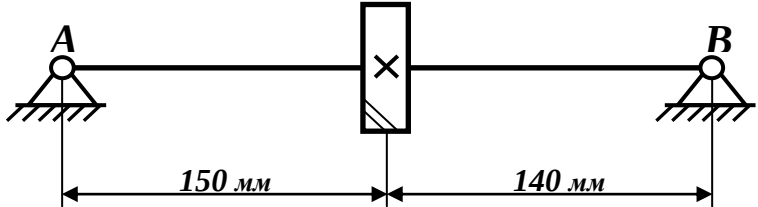
Вариант 18

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **35 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **150 мм**.



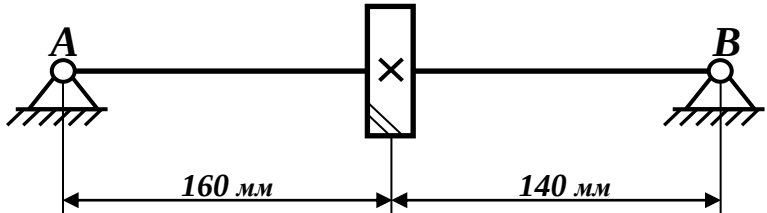
Вариант 19

Материал вала – *сталь 45*. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **40 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **180 мм**.



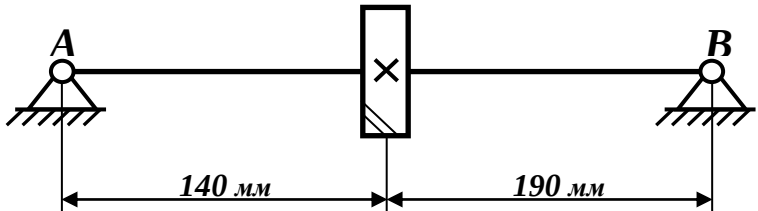
Вариант 20

Материал вала – *сталь 45*. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **45 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **180 мм**.



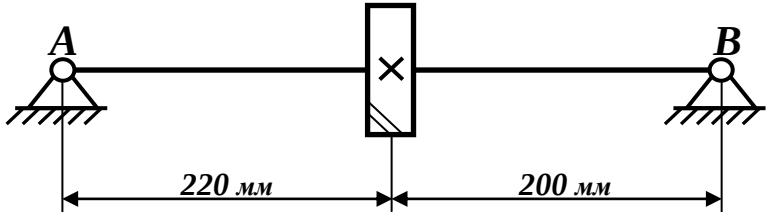
Вариант 21

Материал вала – *сталь 45*. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **50 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **210 мм**.



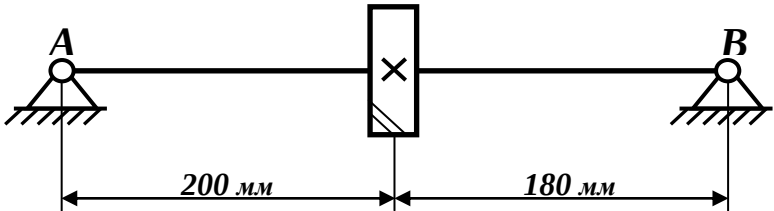
Вариант 22

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **55 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **240 мм**.



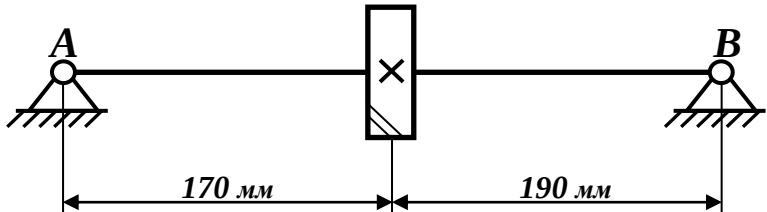
Вариант 23

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **60 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **280 мм**.



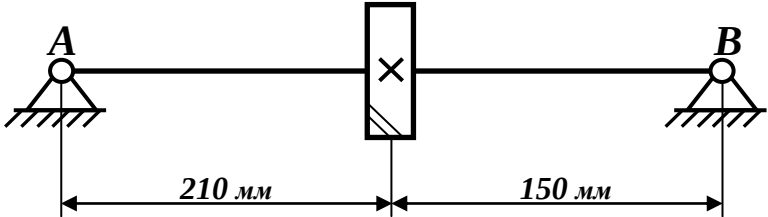
Вариант 24

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **65 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **300 мм**.



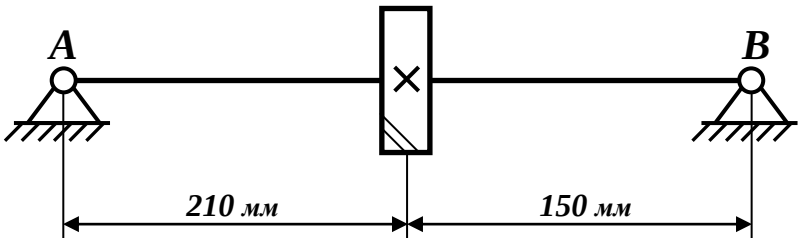
Вариант 25

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=20 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **70 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **320 мм**.



Вариант 26

Материал вала – **сталь 45**. Принять допустимое напряжение при кручении вала $[\tau]=15 \text{ МПа}$. Диаметр вала под колесом **60 мм**. Делительный диаметр зубчатого колеса **350 мм**.



ПРИМЕР РАСЧЕТА ВАЛА РЕДУКТОРА

Спроектировать вал редуктора общего назначения, построить эпюры изгибающих моментов и определить коэффициент запаса вала для сечения под зубчатым колесом. Принять допускаемое напряжение при кручении вала $[\tau_{кр}] = 20$ МПа, материал вала – сталь 45. Диаметр вала под колесом 40 мм. Делительный диаметр зубчатого колеса 120 мм. Расстояние между зубчатым колесом и опорами 100 мм.

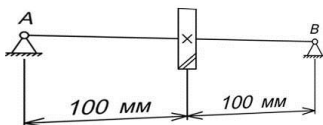


Рис. 1. Задание на проектирование

Дано:

$$d_w = 120 \text{ мм};$$

$$[\tau_{кр}] = 20 \text{ МПа};$$

$$d_k = 40 \text{ мм};$$

$$L_1 = L_2 = L = 100 \text{ мм, материал вала – Сталь 45}$$

Решение

1. Определим диаметры всех ступеней вала. Диаметр вала, указанный в задании, принимаем за исходный остальные диаметральные размеры вала определим из конструктивных соотношений при помощи заплечиков t . (рис. 2).

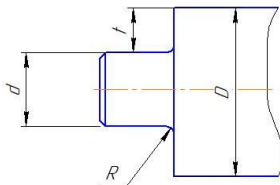


Рис. 2. Высота заплечика t и радиус галтели R

Высота заплечиков t для обеспечения осевой фиксации деталей, сидящих на валу и радиус галтелей R для уменьшения концентрации напряжений (рис. 2) ориентировочно могут быть определены в зависимости от соответствующего диаметра участка вала d по таблице 4.1:

$$d_n \approx d + 2t;$$

$$d_{on} \approx d_n + 3r;$$

$$d_{ou} \geq d_{un} + 2r.$$

Значения t и R в зависимости от диаметра вала.

Таблица 1

d , мм	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	72...85
t , мм	2-2,2	2,2...2,5	2,5...2,8	2,8...3	3...3,2	3,2...3,5	3,5...5
R , мм	1,6	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5

При этом диаметр каждой последующей ступени будет отличаться от предыдущей на величину $2t$. Необходимо также учесть возможную посадку на вал подшипников, зубчатого колеса, шкива т.п., а также необходимость фиксации этих деталей в осевом направлении. Конструктивно проработанная схема проектируемого вала показана на рис. 3.

Диаметр вала под зубчатым колесом d_k известен по условию задачи ($d_k = 40$ мм).

Определяем диаметр вала под подшипниками d_n :

$$d_n = d_k - 2t = 40 - (5...5,6) = 35...34,4 \text{ (мм)}$$

Необходимо помнить, что диаметры цилиндрических цапф, начиная с 20 мм до 495 мм должны быть кратны 5, при установке на цапфы стандартных подшипников качения (опор). Поэтому принимает диаметр вала под подшипниками $d_n = 35$ мм.

Определяем диаметр выходного участка вала d :

$$d = d_n - 2t = 35 - (5 \dots 5,6) = 30 \text{ (мм)}$$

Определяем диаметр упорного буртика $d_{\text{бш}}$:

$$d_{\text{бш}} = d_k + 2t = 40 + (5 \dots 5,6) = 55 \text{ (мм)}$$

В конструкцию вала также могут быть включены участки с диаметрами $d_{\text{оп}}$ для уменьшения высоты заплечиков. Диаметры этих участков определяются по той же методике, описанной выше.

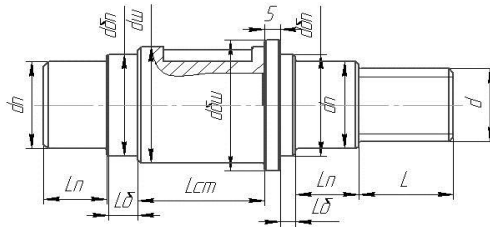


Рис. 3. Конструктивно проработанная схема вала

2. Определим крутящий момент и силы, действующие в зацеплении и нагружающие вал.

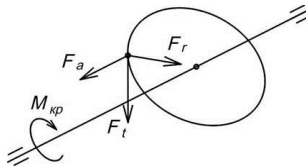


Рис. 4. Распределение усилий в зацеплении косозубых зубчатых колес

Крутящий момент:

$$M_{\text{кр}} = 0,2 \cdot d_0^3 \cdot [\tau_{\text{кр}}] = 0,2 \cdot 30^3 \cdot 20 = 108000 \text{ (Н·мм)},$$

где $[\tau_{\text{кр}}]$ – допускаемое пониженное напряжение кручения ($[\tau_{\text{кр}}]=20$ МПа задано по условию задачи).

Окружное усилие:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{d_w} = \frac{2 \cdot 108000}{120} = 1800 \text{ (Н)}$$

Радиальное усилие:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1800 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ} = 679 \text{ (H)}$$

где $\alpha=20^\circ$ – стандартный угол зацепления зубчатого колеса (см Рис.); $\operatorname{tg} 20^\circ=0.364$;

$\beta=15^\circ$ – угол наклона зубьев к оси зубчатого колеса (см Рис.); $\cos 15^\circ=0.965$;

Осевое усилие:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 1800 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 482 \text{ (H)}$$

где β – угол наклона зубьев к оси колеса; $\operatorname{tg} 15^\circ=0.268$.

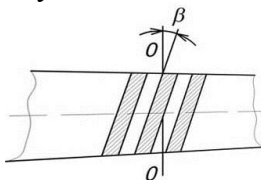


Рис. 5. Развертка обода косозубого колеса

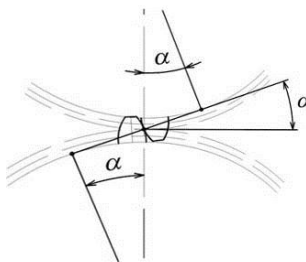


Рис. 6. Угол зацепления α зубчатых колес

3. Определим реакции в опорах вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях, составив уравнения равновесия плоской системы сил.

Создадим расчетную схему вала (см. 7), нанеся на нее все силы в зацеплении и реакции в опорах вала.

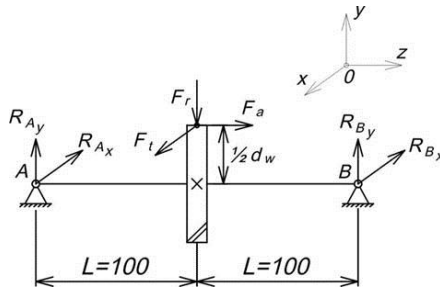


Рис. 7. Расчетная схема вала

Рассмотрим силы в вертикальной плоскости YOZ.

В этой плоскости сила F_t и реакции от опор R_{Ax} , R_{Bx} не учитываются, т.к. они проецируются в точку.

Определим реакции, составляя уравнения равновесия в виде суммы моментов всех сил, относительно точек A и B:

$$\sum M_A = 0; R_{By} \cdot (L + L) - F_a \cdot \frac{1}{2} d_w - F_r \cdot L = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_a \cdot \frac{1}{2} d_w + F_r \cdot L}{L + L} = \frac{482 \cdot \frac{1}{2} \cdot 120 + 679 \cdot 100}{100 + 100} = 484 \text{ (H)}$$

$$\sum M_B = 0; -R_{Ay} \cdot (L + L) - F_a \cdot \frac{1}{2} d_w + F_r \cdot L = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_a \cdot \frac{1}{2} d_w + F_r \cdot L}{L + L} = \frac{-482 \cdot \frac{1}{2} \cdot 120 + 679 \cdot 100}{100 + 100} = 195 \text{ (H)}$$

В случае, если знак у какой-либо реакции R получился «минус», то на расчетной схеме необходимо изменить направление действия этой реакции на противоположное (рис. 8).

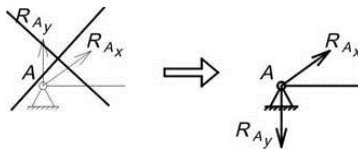


Рис. 8. Изменение направления действия реакции для R_{Ay}

Рассмотрим силы в горизонтальной плоскости XOZ.

В этой плоскости силы в точке зацепления F_t и F_a не учитываются, т.к. они вошли в сумму моментов в вертикальной плоскости. Реакции от опор R_{Ay} и R_{By} также не учитываются, т.к. они проецируются в точку (Рис. 9).

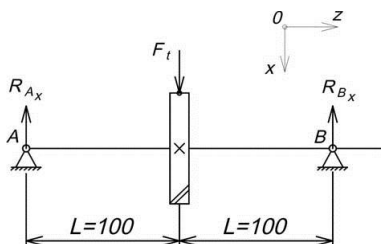


Рис. 9. Нагружение вала в плоскости XOZ

Находим реакции, составляя уравнения равновесия в виде суммы моментов всех сил, относительно точек А и В:

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_{Bx} \cdot (L + L) - F_t \cdot L = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t \cdot L}{L + L} = \frac{F_t}{2} = \frac{1800}{2} = 900 \text{ (H)}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-R_{Ax} \cdot (L + L) + F_t \cdot L = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_t \cdot L}{L + L} = \frac{F_t}{2} = \frac{1800}{2} = 900 \text{ (H)}$$

Т.к. расстояния между опорами вала равны $L_1 = L_2$ (расположение зубчатого колеса симметричное), то получается, что $R_{Ax} = R_{Bx} = 900 \text{ (H)}$. В том случае, если $L_1 \neq L_2$, то и реакции от опор $R_{Ax} \neq R_{Bx}$.

Определяем суммарные реакции в опорах (рис. 10):

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{900^2 + 195^2} = 921 \text{ (Н)}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{900^2 + 484^2} = 1022 \text{ (Н)}$$

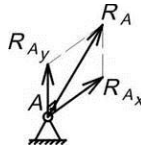


Рис. 10. Суммарная реакция в опоре

4. Построим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y на характерных участках 1 и 2 (см рис. 11).

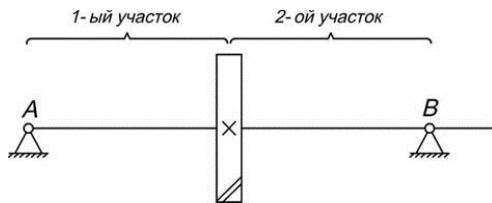


Рис. 11. Разбиение вала на участки

Рассмотрим силы в вертикальной плоскости YOZ на 1-ом участке (Рис. 12. Здесь $0 \leq z \leq L$).

Составляем уравнения равновесия относительно произвольно выбранного сечения в виде суммы моментов для сил находящихся слева от сечения на 1-ом участке вала:

$$\sum M_y = R_{Ay} \cdot z;$$

Подставляем в получившуюся зависимость границы интервала 1-го участка вала:

При $z = 0$ имеем:

$$M_y = R_{Ay} \cdot 0 = 0.$$

При $z = L$ имеем:

$$M_y = R_{Ay} \cdot L = 195 \cdot 100 = 19500 \text{ (Н·мм)}.$$

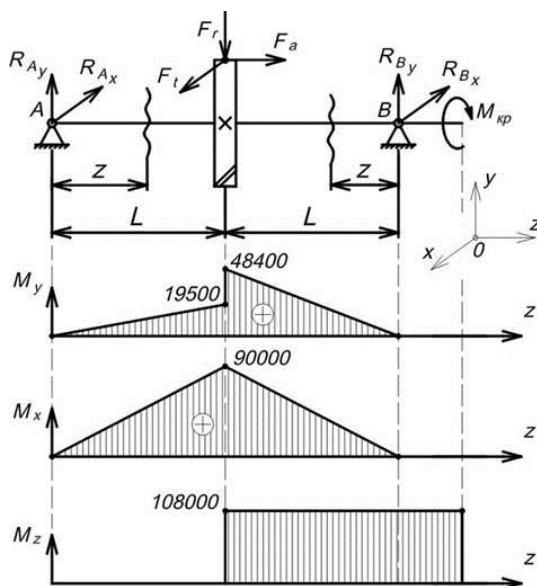


Рис. 12. Эпюры изгибающих моментов

Рассмотрим силы в вертикальной плоскости YOZ на 2-ом участке (Рис. 12). Здесь $0 \leq z \leq L$.

Составляем уравнения равновесия относительно произвольно выбранного сечения в виде суммы моментов для сил находящихся справа от сечения на 2-ом участке вала:

$$\sum M_y = R_{By} \cdot z;$$

Подставляем в получившуюся зависимость границы интервала 2-го участка вала:

При $z = 0$ имеем:

$$M_y = R_{By} \cdot 0 = 0.$$

При $z = L$ имеем:

$$M_y = R_{By} \cdot L = 484 \cdot 100 = 48400 \text{ (Н·мм)}.$$

Рассмотрим силы в горизонтальной плоскости XOZ на 1-ом участке (Рис. 12). Здесь $0 \leq z \leq L$.

Составляем уравнения равновесия относительно произвольно выбранного сечения в виде суммы моментов для сил находящихся слева от сечения на 1-ом участке вала:

$$\sum M_x = R_{Ax} \cdot z;$$

Подставляем в получившуюся зависимость границы интервала 1-го участка вала:

При $z = 0$ имеем:

$$M_x = R_{Ax} \cdot 0 = 0.$$

При $z = L$ имеем:

$$M_x = R_{Ax} \cdot L = 900 \cdot 100 = 90000 \text{ (Н·мм)}.$$

Рассмотрим силы в вертикальной плоскости XOZ на 2-ом участке (**Ошибка! Источник ссылки не найден.**2). Здесь $0 \leq z \leq L$.

Составляем уравнения равновесия относительно произвольно выбранного сечения в виде суммы моментов для сил находящихся справа от сечения на 2-ом участке вала:

$$\sum M_y = R_{By} \cdot z;$$

Подставляем в получившуюся зависимость границы интервала 2-го участка вала:

При $z = 0$ имеем:

$$M_y = R_{By} \cdot 0 = 0.$$

При $z = L$ имеем:

$$M_y = R_{By} \cdot L = 484 \cdot 100 = 48400 \text{ (Н·мм)}.$$

Определяем суммарный изгибающий момент в наиболее нагруженном сечении:

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{90000^2 + 48400^2} = 102189 \text{ (Н·мм)},$$

где M_x и M_y – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях (см

Рис. 2).

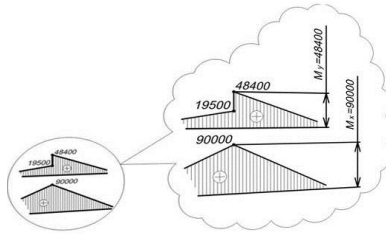


Рис. 23. Определение изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях

5. Определим коэффициент запаса усталостной прочности. Коэффициент запаса прочности определим в опасном сечении. В качестве опасного сечения рассмотрим место перехода ступени вала под колесом с галтелью (см **Рис. 34**).

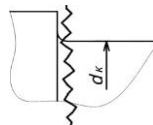


Рис. 34. Опасное сечения вала

Материал вала задан по условию задачи. Для такого материала предел прочности σ_B находим по справочной таблице (табл. 2). В нашем случае для Стали 45: $\sigma_B = 560$ МПа.

Таблица 2

Механические характеристики материалов

Сталь	σ_B	σ_T	ψ_σ	ψ_τ
	МПа			
5	520	280	0	0
45	560	280	0	0
40X	730	500	0,1	0,05
40XH	820	650	0,1	0,05

Определяем пределы выносливости в расчетном сечении вала (для гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения):

$$\sigma_{-1} = 0.43 \cdot \sigma_b = 0.43 \cdot 560 = 240.8 \text{ (МПа)}$$

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} = 0.58 \cdot 240.8 = 139.6 \text{ (МПа)}$$

Нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу (поэтому $\sigma_m = 0$, см Рис. 45), при котором амплитуда напряжений σ_a равна расчетным напряжениям изгиба $\sigma_{и}$:

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}} = \frac{102189}{6400} = 16 \text{ (МПа)},$$

где $M_{и}$ - суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении;

$W_{и}$ - осевой момент сопротивления сечения вала:

$$W_{и} = 0.1 \cdot d_k^3 = 0.1 \cdot 40^3 = 6400 \text{ (мм}^3\text{)}$$

Для определения $W_{и}$ круглого сплошного сечения вала при ступенчатом переходе принимают меньший из двух диаметров смежных ступеней.

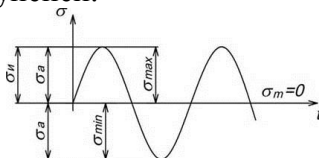


Рис. 45. Симметричный цикл нормальных напряжений

Касательные напряжения изменяются по отнулевому циклу (см Рис. 5), при котором амплитуда цикла τ_a равна половине расчетных напряжений кручения τ_k :

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{M_{кр}}{2 \cdot W_p} = \frac{108000}{2 \cdot 12800} = 4.2 \text{ (МПа)},$$

где $M_{кр}$ - крутящий момент;

W_p - полярный момент инерции сопротивления сечения вала:

$$W_p = 0.2 \cdot d_k^3 = 0.2 \cdot 40^3 = 12800 \text{ (мм}^3\text{)}$$

Для определения W_p круглого сплошного сечения вала при ступенчатом переходе принимают меньший из двух диаметров смежных ступеней.

Выбор отнулевого цикла для напряжения кручения (Рис. 56) основан на том, что большая часть валов передает переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты.

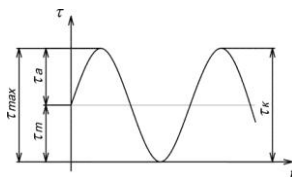


Рис. 5. Отнулевой цикл касательных напряжений

Определяем эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений для расчетного сечения вала. Они зависят от размеров сечения (все конструктивные размеры выбраны по табл. 6, см **Рис. 6**), механических характеристик материала (табл. 4):

$$\begin{aligned} K_{\sigma} &= 2.15 \\ K_{\tau} &= 2.1 \end{aligned} \quad (\text{при } t/r = 7.5/2 = 3.75 \text{ и } r/d = 2/40 = 0.05).$$

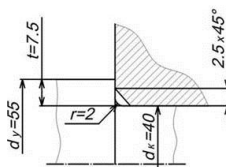


Рис. 6. Размеры вала в рассчитанном опасном сечении
Находим значения масштабного фактора (см табл. 5):

$$\epsilon_{\sigma} = 0.85; \epsilon_{\tau} = 0.75.$$

Определяем коэффициенты, характеризующие чувствительность материала вала к асимметрии цикла при изгибе и кручении (табл. 2):

$$\psi_{\sigma} = 0; \psi_{\tau} = 0.$$

Назначаем коэффициент упрочнения:

$$\beta = 1 - \text{для валов с поверхностным упрочнением.}$$

Вычисляем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot \frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \varepsilon_{\sigma}} + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{240.8}{16 \cdot \frac{2.15}{1 \cdot 0.85} + 0 \cdot 0} = 5.9$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot \frac{K_{\tau}}{\beta \cdot \varepsilon_{\tau}} + \Psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{139.6}{4.2 \cdot \frac{2.1}{1 \cdot 0.75} + 0 \cdot 4.2} = 11.9$$

Вычисляем общий запас прочности:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{5.9 \cdot 11.9}{\sqrt{5.9^2 + 11.9^2}} = 5.3$$

Вывод: Рассчитанный коэффициент запаса прочности $n=5.3$ получился не менее допустимого значения (т.е. $n > [n]=3$), следовательно, прочность и жесткость для вала обеспечены.

Таблица 3

Моменты сопротивления сечения вала

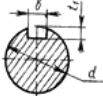
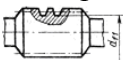
Сечение вала	Осевой момент $W_{и}$	Полярный момент W_p
Круглое Сплошное 	$0.1 \cdot d^3$	$0.2 \cdot d^3$
Вал со шпоночной канавкой 	$0.1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}$	$0.2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}$
Шлицевой вал 	$0.1 \cdot \frac{(d_a + d_f)^3}{2}$	$0.2 \cdot d_f^3$
Вал-червяк 	$\frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32}$	$\frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{16}$

Таблица 4

Эффективные коэффициенты концентрации
напряжений K_σ и K_τ

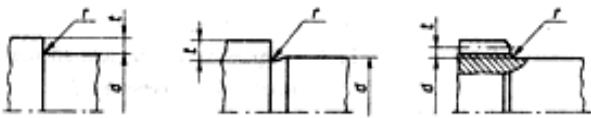
Размеры		K _σ при σ _в , МПа			K _τ при σ _в , МПа		
		500	700	900	500	700	900
Для ступенчатого перехода с галтелью							
t/r	r/d						
≤1	0.01	1.35	1.4	1.45	1.3	1.3	1.3
	0.02	1.45	1.5	1.55	1.35	1.35	1.4
	0.03	1.65	1.7	1.8	1.4	1.45	1.45
	0.05	1.6	1.7	1.8	1.45	1.45	1.55
	0.1	1.45	1.55	1.65	1.4	1.4	1.45
≤2	0.01	1.55	1.6	1.65	1.4	1.4	1.45
	0.02	1.8	1.9	2	1.55	1.6	1.65
	0.03	1.8	1.95	2.05	1.55	1.6	1.65
	0.05	1.75	1.9	2	1.6	1.6	1.65
≤3	0.01	1.9	2	2.1	1.55	1.6	1.65
	0.02	1.95	2.1	2.2	1.6	1.7	1.75
	0.03	1.95	2.1	2.25	1.65	1.7	1.75
≤5	0.01	2.1	2.25	2.35	2.2	2.3	2.4
	0.02	2.15	2.3	2.45	2.1	2.15	2.25
Для шпоночных пазов, выполненных фрезой							
концевой		1.6	1.9	2.15	1.4	1.7	2
дисковой		1.4	1.55	1.7			
Для эвольвентных шлицев и резьбы							
Шлицы		1.45	1.6	1.7	1.43	1.49	1.55
Резьба		1.8	2.2	2.45	1.45	1.6	2

Таблица 5

Коэффициенты влияния масштабного фактора ε_σ и ε_τ

Напряженное состояние	Диаметр вала d , мм						
	30	40	50	60	70	100	120
Изгиб для углеродистой стали	0.88	0.85	0.82	0.79	0.76	0.71	0.66
Изгиб для легированной стали	0.77	0.75	0.72	0.7	0.67	0.62	0.55
Кручение для всех сталей							

Таблица 6

Галтели, мм

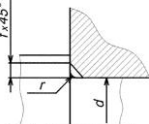
				
d	20...30	32...45	50...70	80...90
r	1.6	2.0	2.5	3.0
f	2.0	2.5	3.0	4.0

Таблица 7

Канавки, мм

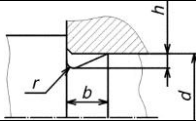
			
d	Св. 10...50	Св. 50...100	Св. 100
b	10...50	50...100	8,0
h	3,0	5,0	0,5
r	0,25	0,5	2,0
	1,0	1,6	

Таблица 8

Концы валов цилиндрические, мм

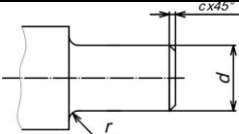
														
d	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	70	80	90
r	1.6				2.0				2.5				3.0	
c	1.0				1.6				2.0				2.5	

Таблица 9

Допуск формы цилиндрических поверхностей, мкм

Интервал размеров, мм	Квалитеты			
	6	7	8	9
Св. 10 до 18	3	5	8	12
» 18 до 30	4	6	10	16
» 30 до 50	5	8	12	20
» 50 до 80	6	10	16	25
» 80 до 120	6	10	16	25
» 120 до 180	8	12	20	30
» 180 до 250	8	12	20	30
Примечание. Числовые допуски должны быть округлены в ближайшую сторону до стандартных по ГОСТ 24643-81 их ряда, мкм: 1; 1.2; 1.6; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60.				

Таблица 10

Допуски параллельности и перпендикулярности, мкм

Интервал размеров, мм	Квалитеты			
	6	7	8	9
Св. 16 до 25	6	10	16	25
» 25 до 40	8	12	20	30
» 40 до 63	10	16	25	40
» 63 до 100	12	20	30	50
» 100 до 160	16	25	40	60
» 160 до 250	20	30	50	80
» 250 до 400	25	40	60	100

Таблица 1

Допуски соосности, мкм

Интервал размеров, мм	Подшипники конические роликовые	Зубчатые колеса	Червячные колеса	Подшипники шариковые радиальные и радиально- упорные
		7-й и 8-й степеней точности		
Св. 18 до 30	10	16	25	25
» 30 до 50	12	20	30	30
» 50 до 120	16	25	40	40
» 120 до 250	20	30	50	50
» 250 до 400	25	40	60	60

Таблица 12

Шероховатость R_a для посадочных поверхностей
отверстий и валов

Интервалы размеров, мм	Отверстие			Вал		
	Квалитеты					
	7	8	9	6, 7	8	9
	R _a , мкм					
Св. 18 до 50	0.8	1.6	3.2	0.8	0.8	1.6
» 50 до 120	1.6		3.2	1.6	3.2	
» 120 до 500	1.6	3.2		1.6	3.2	

Таблица 2

Шероховатость R_a для поверхностей некоторых деталей

Вид поверхности	R_a , мкм
Торцы заплечиков валов для базирования:	
а) подшипников качения класса точности 0	1.6
б) зубчатых колес при отношении длины отверстия к диаметру $l/d \leq 0.8$	1.6
в) то же, при отношении $l/d > 0.8$	3.2
Поверхности валов под резиновые манжеты	0.4
Канавки, фаски, радиусы галтелей на валах	6.3
Поверхности шпоночных валов на валах:	
рабочая	3.2
нерабочая	6.3

ПРИМЕР РАЗРАБОТКИ ЧЕРТЕЖА ВАЛА

Рассмотрим последовательность разработки и выполнения рабочего чертежа вала редуктора:

а) Выполнить изображение вала. При конструировании вала длины ступеней выбрать по табл. 13 Таблица 3.

б) Обозначить базы под изображением вала: база А - поверхность ступени вала под первым подшипником; база Б - поверхность ступени под вторым подшипником.

в) Нанести комбинированным способом осевые размеры под изображением вала на минимальном (2...4) числе уровней (см Рис. 9): сопряженный с зубчатым колесом (60 мм); габаритный (200 мм) - длина вала; посадочные (20 мм). Размеры 60, 50, 17 мм отвечают последовательным этапам токарной обработки вала.

г) Проставить диаметральные размеры ступеней вала (см Рис. 7): 1-я ступень - $\varnothing 30$ мм; 2-я ступень - $\varnothing 35$ мм; 3-я ступень - $\varnothing 40$ мм; буртик - $\varnothing 55$ мм; 4-я ступень - $\varnothing 35$ мм;

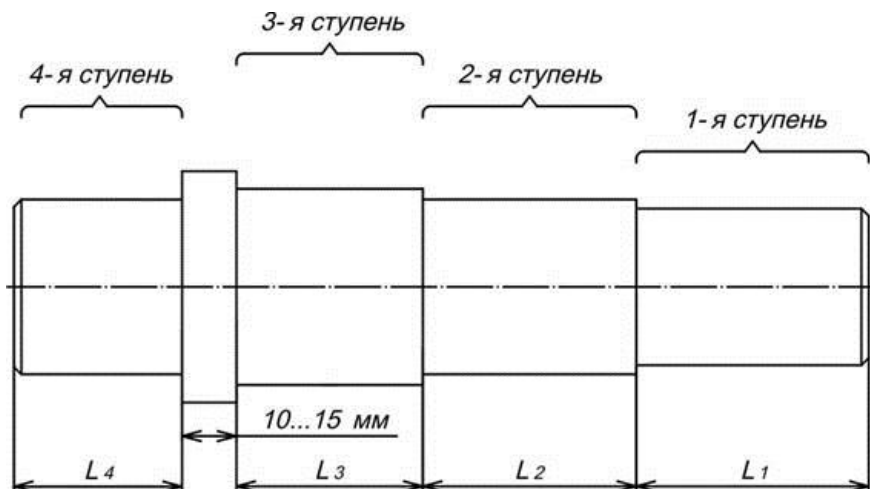


Рис. 7. Расположение ступеней вала

Таблица 3

Проектирование ступеней вала

Ступень	Назначение ступени	Расчет
1	под установку элемента открытой передачи или полумуфты	$L_1 = 2 \cdot d_0 = 2 \cdot 30 = 60 \text{ (мм)}$
2	под установку подшипников качения (правого)	$L_2 = 1.5 \cdot d_{\text{п}} = 1.5 \cdot 35 = 52.5 \text{ (мм)}$, округляем до целых десятков и принимаем $L_2 = 50 \text{ (мм)}$
3	под установку зубчатого колеса	$L_3 = 1.5 \cdot d_{\text{к}} = 1.5 \cdot 40 = 60 \text{ (мм)}$
4	под установку подшипников качения (левого)	Принять, исходя ширины колец подшипника (см табл. 14). По известному внутреннему диаметру кольца подшипника ($d_{\text{п}} = 35 \text{ мм}$) выбираем однорядный подшипник из легкой серии №207, у которого ширина колец $B = 17 \text{ (мм)}$. Поэтому, принимаем длину $L_4 = 17 \text{ (мм)}$.

д) На сопрягаемые диаметральные и линейные размеры задать поля допусков:

Ø35k6 для посадочных мест вала (2-я и 4-я ступени) под установку подшипников качения;

Ø30n6 для посадочного места вала (1-я ступень) под установку элемента открытой передачи или полумуфты;

Ø35d9 для посадочного места вала (2-я ступень) под манжетное уплотнение;

Ø40p6 для посадочного места вала (3-я ступень) под установку зубчатого колеса;

60h12 и 17h12 для линейных размеров, определяющих положение опор, фиксирующих осевое положение вала (если компенсатором служит набор прокладок); предельные отклонения остальных размеров указать в технических требованиях на чертеже.

е) Нанести на чертеже условное обозначение допусков формы и расположения поверхностей на 1...2 уровнях над изображением вала и назначить эти допуски:

допуск цилиндричности на $\varnothing 30p6$, $\varnothing 35k6$, $\varnothing 40p6$ – 5 мкм (см табл. 8);

допуск соосности относительно оси поверхностей А и Б на $\varnothing 35k6$ – 30 мкм; на диаметре $\varnothing 40p6$ – 20 мкм (см табл. 10);

допуск перпендикулярности торца заплечика вала на $\varnothing 55$ относительно оси поверхностей А и Б – 25 мкм (см табл. 9);

ж) Проставить на чертеже вала условные обозначения шероховатости поверхностей и назначить параметры шероховатости, отдавая предпочтение среднему арифметическому отклонению профиля R_a , мкм. Обозначения параметров шероховатости проставляется на верхних частях изображения вала, а на торцевых поверхностях - под изображением вала. В обоих случаях обозначение шероховатости располагают в непосредственной близости от размерной линии:

на $\varnothing 35k6$ и $\varnothing 30p6$ под установку подшипников и элементов открытой передачи или муфты – 0,8 мкм (см табл. 12);

на $\varnothing 40p6$ под установку зубчатого колеса – 1,6 мкм (см табл. 11);

на $\varnothing 35d9$ под установку резиновой манжеты – 0,4 мкм (см табл. 12);

на торцы заплечиков вала для базирования подшипников, – 1,6 мкм; зубчатого колеса – 3,2 мкм (см табл. 12);

на остальные поверхности вала – 6,3 мкм (указывается в правом верхнем углу чертежа).

з) Участок второй ступени вала длиной ≈ 20 мм подвергнуть термической обработке на глубину $h = 0,8...1,0$ мм до

твердости 40...50 HRC₃. Обозначение термической обработки – утолщенная штрихпунктирная линия;

и) Составить технические требования в следующем порядке:

требования к материалу – 260...285 HB, кроме места, указанного особо;

размер для справок;

размер обеспечивает инструмент;

неуказанные предельные отклонения размеров: валов - t_2 , остальных $\pm t_2/2$.

к) Заполнить основную надпись чертежа (см **Ошибка! Источник ссылки не найден.**), и определить массу вала.

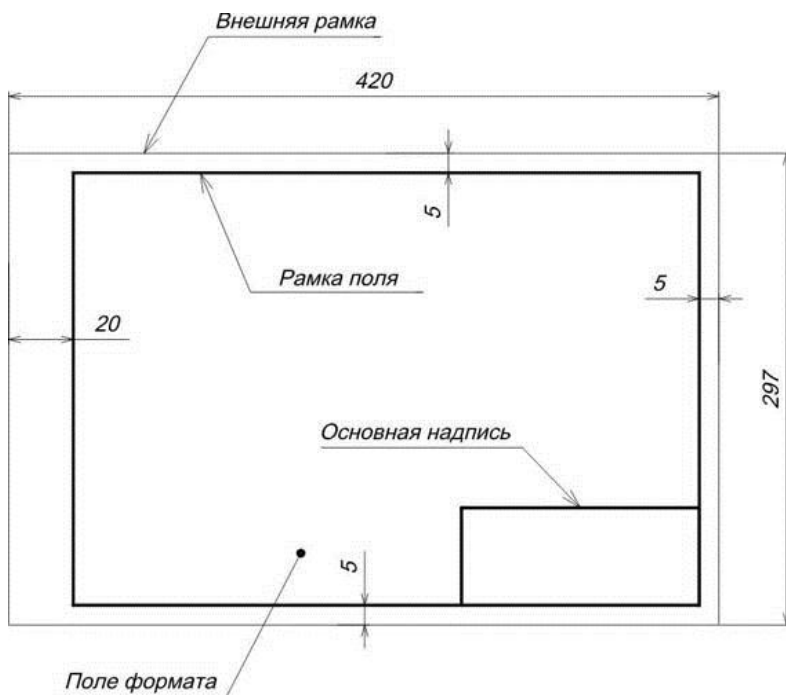
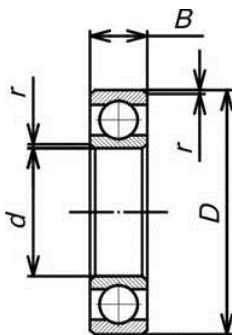


Рис. 88. Формат А3 конструкторской документации

Таблица 4

Подшипники шариковые радиальные
однорядные (ГОСТ 8338-75)



Обо- значе- ние	Размеры, мм				Грузо- подъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}
1	2	3	4	5	6	7
<i>Легкая серия</i>						
204	20	47	14	1.5	9.81	6.18
205	25	52	15	1.5	10.8	6.95
206	30	62	16	1.5	15	10
207	35	72	17	2	19.7	13.6
208	40	80	18	2	25.1	17.8
209	45	85	19	2	25.2	17.8
210	50	90	20	2	27	19
211	55	100	21	2.5	33.3	25
212	60	110	22	2.5	40.3	30.9
213	65	120	23	2.5	44	34
214	70	125	24	2.5	47.9	37.4

Окончание табл. 15

1	2	3	4	5	6	7
215	75	130	25	2.5	50.9	41.1
216	80	140	26	3	55.9	44.5
217	85	150	28	3	64.1	53.1
218	90	160	30	3	73.8	60.5
219	95	170	32	3.5	83.7	69.5
220	100	180	34	3.5	93.9	79
221	105	190	36	3.5	102	89.2
222	110	200	38	3.5	111	100
224	120	215	40	3.5	120	112
<i>Средняя серия</i>						
304	20	52	15	2	12.3	7.79
305	25	62	17	2	17.3	11.4
306	30	72	19	2	21.6	14.8
307	35	80	21	2.5	25.7	17.6
308	40	90	23	2.5	31.3	22.3
309	45	100	25	2.5	37.1	26.2
310	50	100	27	3	47.6	35.6
311	55	120	29	3	54.9	41.8
312	60	130	31	3.5	62.9	48.4
313	65	140	33	3.5	71.3	55.6
314	70	150	35	3.5	80.1	63.3
315	75	160	37	3.5	87.3	71.4
316	80	170	39	3.5	94.6	80.1
317	85	180	41	4	102	89.2
318	90	190	43	4	110	99
319	95	200	45	4	118	109
320	100	215	47	4	133	130
321	105	225	49	4	141	142
322	110	240	50	4	158	167
324	120	260	55	4	167	180

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие /А.Е. Шейнблит. Калининград: Янтар. сказ., 2005. 456 с.
2. Романов М.Я. Сборник задач по деталям машин: учеб. пособие для учащихся техникумов / М.Я. Романов, В.А. Константинов, Н.А. Покровский. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
3. Рощин Г.И. Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие для вузов / Г.И. Рощин, Е.А. Самойлов, Н.А. Алексеев и др. – М.: Дрофа 2006, 415 с.
4. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин: Учебник – 2-е изд. испр. – СПб. Издательство «Лань», 2010. 416 с.
5. Андриенко, Л. А. Детали машин: учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков И. К. Ганулич; под ред. О. А. Ряховского. -М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. -544 с. -(Сер. Механика в техническом университете; Т. 8).
6. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник для студентов втузов/М. Н. Иванов; под ред. В. А. Финогенова. -6-е изд., перераб. -М.: Высш. шк., 2000. -383 с.
7. Нилов В.А. Детали машин и основы конструирования: расчетно-графический практикум: учеб. пособие / В.А. Нилов, Р.А. Жилин, О.К. Битюцких, А.В. Демидов. Старый Оскол. Издательств: ООО «Тонкие наукоемкие технологии», 2019, 136 с.
8. Демидов, А.В. Основы конструирования деталей машин: учеб. пособие / А.В. Демидов. – Воронеж: ГОУВПО «ВГТУ», 2008. – 183 с

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
Задания к выполнению практических работ для всех вариантов.....	4
Пример расчета вала редуктора.....	14
Пример разработки чертежа вала.....	31
Библиографический список.....	38

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению практических работ по дисциплине
«Детали машин и основы конструирования»
направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое
обеспечение машиностроительных производств» (профили:
«Технология машиностроения», «Металлообрабатывающие
станки и комплексы» и «Конструкторско-технологическое
обеспечение кузнечно-штамповочного производства»)
студентами всех форм обучения

Составитель

Демидов Алексей Владимирович

В авторской редакции

Компьютерный набор А. В. Демидова

Подписано к изданию 16.11.2021.

Уч.-изд. л. 2,5

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический
университет»

394026 Воронеж, Московский просп., 14