

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачева»

Кафедра прикладной механики

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Методические указания к практическому занятию
по дисциплине «**Детали машин и основы конструирования**»
для студентов направлений 151900.62, 190600.62, 241000.62,
по дисциплине «**Основы проектирования**»
для студентов направления 150700.62,
по дисциплине «**Прикладная механика**»
для студентов специализации 130409.65
всех форм обучения

Составители О. В. Любимов
И. В. Смылова

Утверждены на заседании кафедры
Протокол № 8 от 26.03.2014

Рекомендованы к печати
учебно-методической комиссией
направления 190600.62
Протокол № 6 от 28.05.2014

Электронная копия находится
в библиотеке КузГТУ

Кемерово 2014

1 Цель занятия. Основные положения

Цель практического занятия – изучить применяемую в машиностроении методику проектного расчета и конструирования валов.

Работа рассчитана на 2 часа.

Валами называют детали (как правило, гладкой или ступенчатой цилиндрической формы), предназначенные для поддержания установленных на них деталей машин и механизмов (шкивов, зубчатых колес, звездочек, полумуфт, катков и т. д.) и для передачи вращающего момента между ними.

Валы рассчитывают на прочность, жесткость и колебания. Основной расчетной нагрузкой валов являются вращающие T и изгибающие M моменты, они вызывают кручение и изгиб вала. Влияние сжимающих и растягивающих сил мало и, как правило, не учитывается [1].

Для выполнения расчета вала необходимо знать его конструкцию. В то же время разработка конструкции невозможна без хотя бы приближенной оценки его диаметров. На рис. 1 показаны схематичные изображения приводов общего назначения с указанными диаметрами валов, которые необходимо рассчитать.

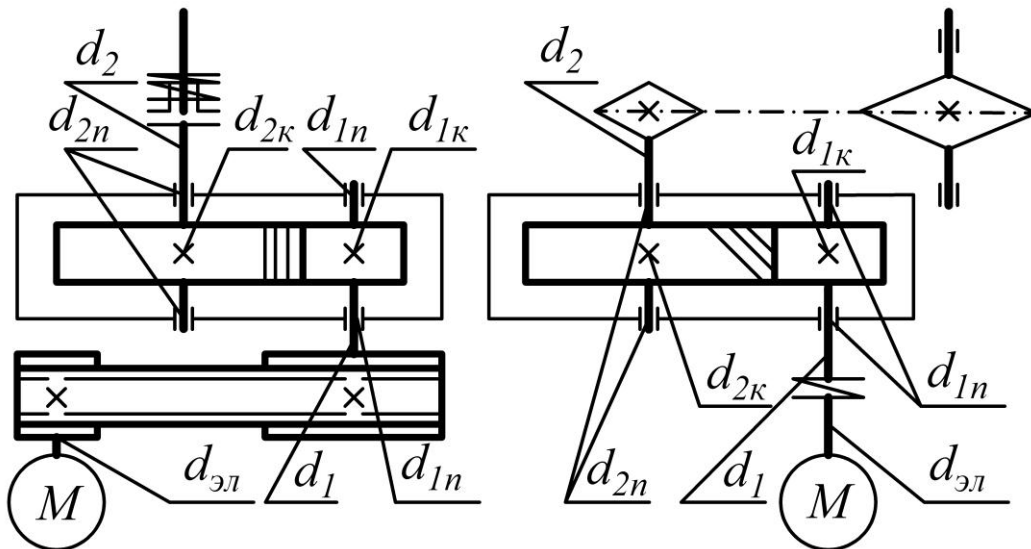


Рис. 1

В соответствии с рис. 1 обозначим:

а) 1, 2 – индексы соответствуют ведущему и ведомому валам;

- б) d_1 и d_2 – диаметры выходных концов валов;
 в) $d_{1п}$, $d_{2п}$ – диаметры посадочных мест подшипников;
 г) $d_{2к}$ – диаметр посадочного места зубчатого колеса;
 д) $d_{1бп}$, $d_{2бп}$ – диаметры заплечиков (буртиков) под подшипники качения;
 е) $d_{2бк}$ – диаметр заплечика (буртика) под зубчатое колесо.

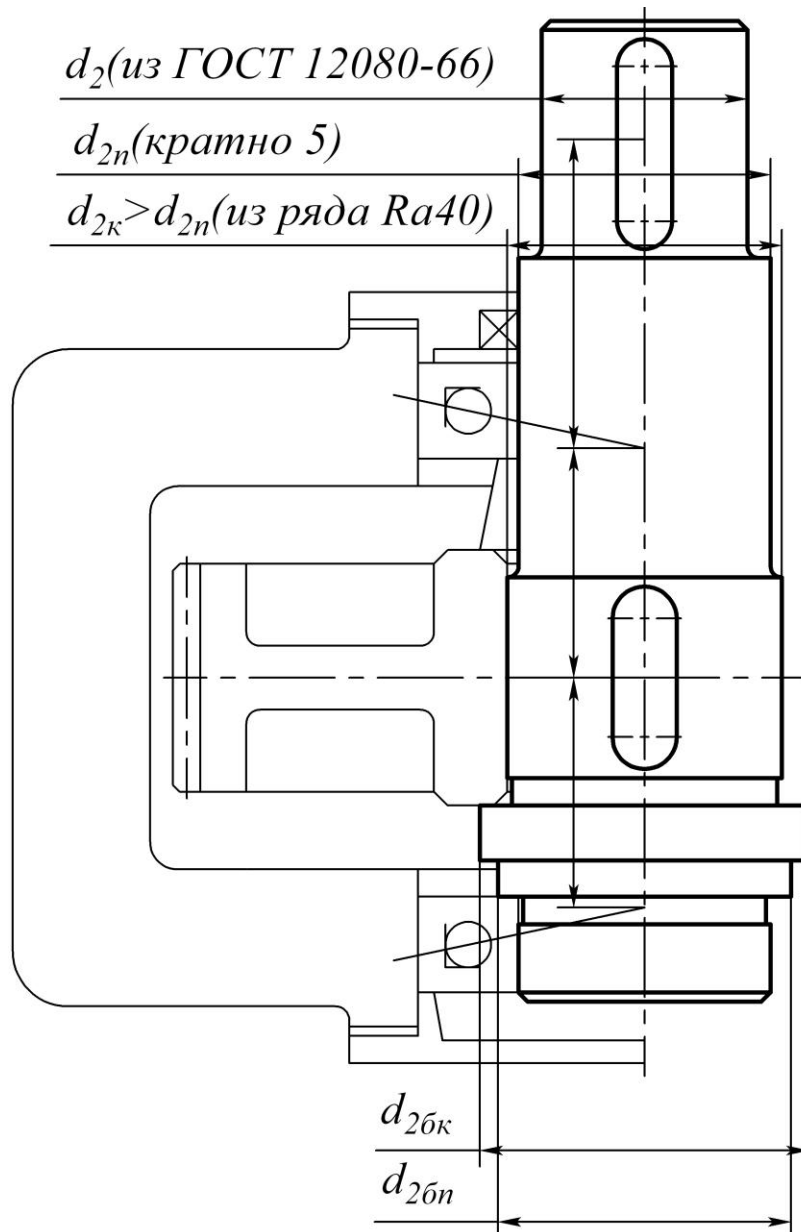


Рис. 2

Практически конструкции валов разрабатываются параллельно с определением диаметров и назначением подшипников. При этом определяются расстояния между точками приложения нагрузок и возникновения опорных реакций (показаны размерными линиями без обозначения размеров) (рис. 2, 3).

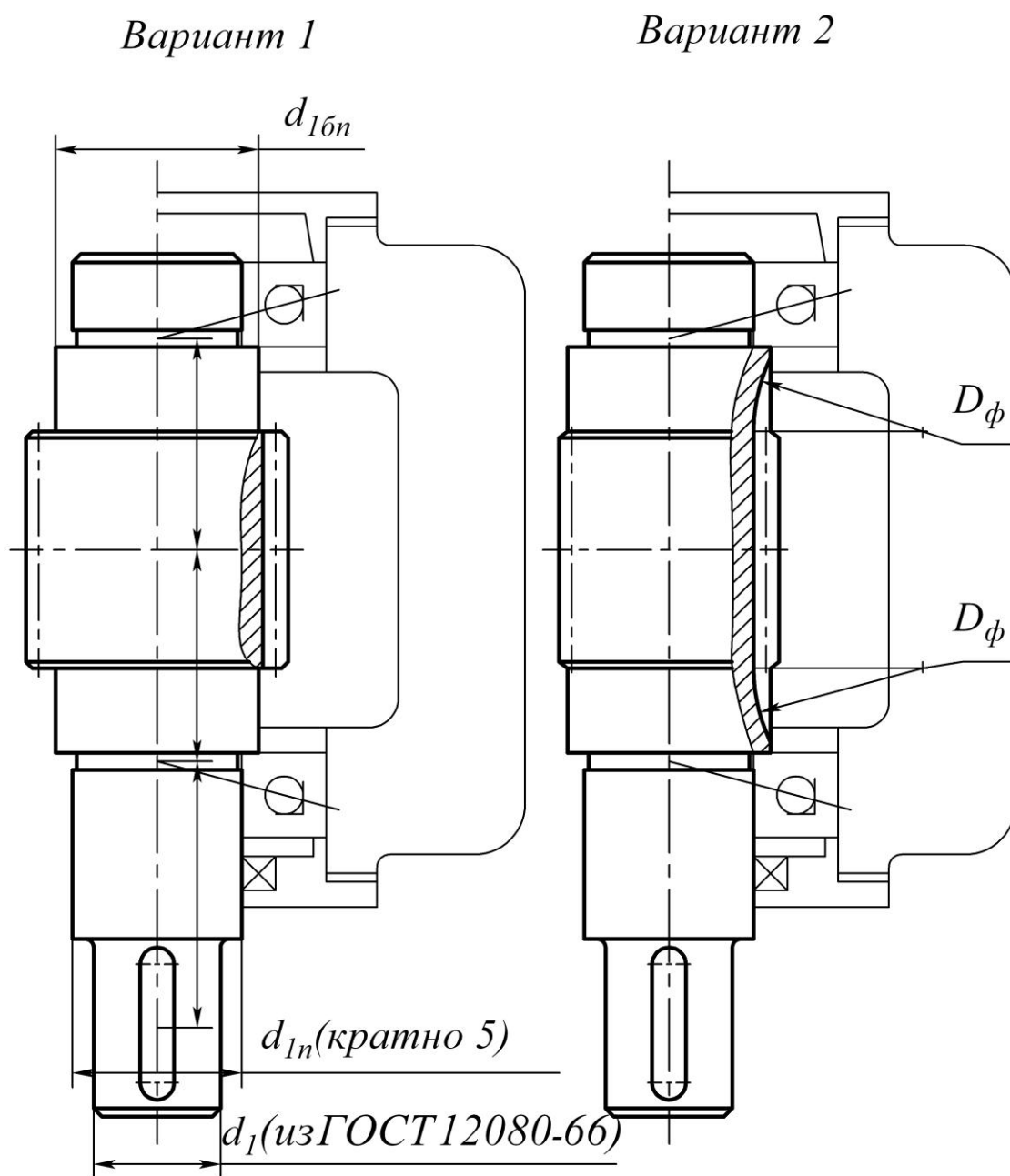


Рис. 3

При расчете диаметров валов необходимо выполнить следующие условия:

а) $d_1 = (0,8...1,2)d_{эл}$, где $d_{эл}$ – диаметр выходного конца вала электродвигателя (по условию соединения привода с электродвигателем посредством стандартной муфты);

б) d_2 – из ГОСТ 12080-66 (прил. А, табл. 1);

в) $d_{1п}$, $d_{2п}$ – из ряда стандартных внутренних диаметров подшипников качения (20 мм и далее кратно 5);

г) $d_{1к}$, $d_{2к}$, $d_{1бп}$, $d_{2бп}$, $d_{2бк}$ – из ряда стандартных значений приведённых в табл. 1, ГОСТ 6636 - 69, ряд Ra40 (прил. А, табл. 2).

В случае, если диаметр начальной окружности шестерни $d_w < 2 \cdot d_{1к}$ выполняют вал-шестерню из материала шестерни [2].

При больших передаточных числах и относительно малом межосевом расстоянии диаметр окружностей впадин $d_{f1} < d_{1бп}$, тогда конструкцию вала-шестерни выполняют по варианту 2 (рис. 3). Диаметр модульной фрезы $D_{ф}$, нарезающей зубья, принимают в зависимости от модуля m (прил. А, табл.3).

После определения опорных реакций и построения эпюр изгибающих и вращающих моментов выполняется проверочный расчет разработанной конструкции и, при необходимости, вносятся изменения.

2 Проектный расчет валов

Рассмотрим порядок проектного расчета валов на примере одноступенчатого цилиндрического редуктора.

2.1 Предварительная оценка диаметров выходных концов и диаметра посадочного места под колесо промежуточного вала

Предварительно оцениваются диаметры: d_1 , d_2 (рис. 2), из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях, так называемый условный расчет вала на кручение.

Расчетная формула:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \text{, мм,} \quad (1)$$

где T – вращающий момент, Н·мм; $[\tau]$ – допускаемое напряжение, МПа.

Принимают $[\tau] = 25...35$ МПа – при определении d_1 и d_2 ;

В прил. А, табл. 1 приведены стандартные размеры концов валов цилиндрических (по ГОСТ 12080-66).

2.2 Определение диаметров посадочных мест подшипников качения и зубчатого колеса на ведущем и ведомом валах, $d_{1п}$, $d_{2п}$, $d_{2к}$

Диаметры определяют конструктивно.

Размеры ступеней валов под подшипники рассчитывают по формуле:

$$d_{п} = d + 2t_{\text{цил(кон)}}, \quad (2)$$

где $t_{\text{цил(кон)}}$ – рекомендуемая высота заплечика (буртика) для цилиндрического (конического) участка вала.

Если требуются заплечики (буртики) вала для упора подшипника или зубчатого колеса, то их размеры рассчитывают приближенно по формулам:

$$d_{бп} = d + 3r, \quad d_{бк} = d_{к} + 3f, \quad (3)$$

где r – координата фаски внутреннего кольца подшипника; f – фаска на посадочном отверстии зубчатого колеса, определяемые по табл. 1 в зависимости от диаметра.

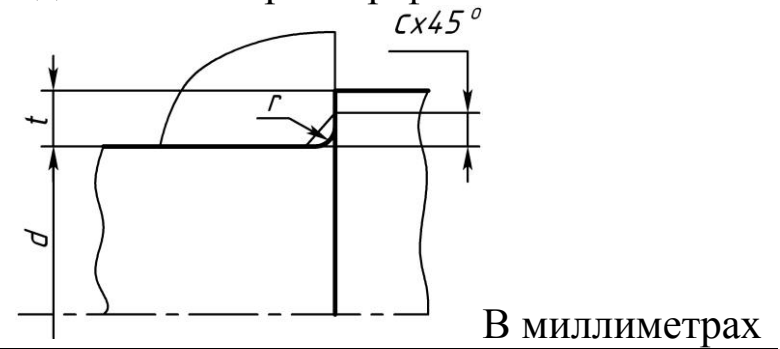
При средней нагруженности вала переходные поверхности выполняют в виде канавок для выхода шлифовального круга (табл. 2).

Пример проектного расчета валов приведен в прил. Б.

Контрольные вопросы

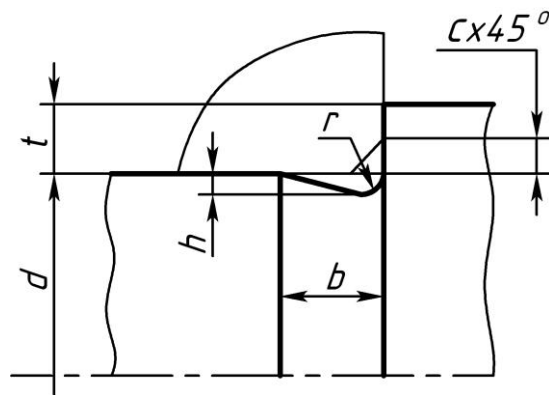
1. В чем сущность условного расчета вала на кручение?
2. Какие диаметры и почему назначаются из ряда Ra40, ГОСТ 6636 - 69?
3. Особенность размеров посадочных мест на валах под подшипники качения?
4. С чем связана рекомендация $d_1 = (0,8...1,2) d_{эл}$?
5. Для чего на валу предусматривают заплечики (буртики)?

Таблица 1 – Высота заплечика (буртика), координата фаски подшипника и размер фаски колеса



| d | 17...22 | 24...30 | 32...38 | 40...44 | 45...50 | 52...58 | 60...65 | 67...75 | 80...85 | 90...95 |
|------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $t_{\text{ЦИЛ}}$ | 3 | 3,5 | 3,5 | 4 | 4 | 4,5 | 4,6 | 5,1 | 5,6 | 5,6 |
| $t_{\text{КОН}}$ | 1,5 | 1,8 | 2,0 | 2,3 | 2,3 | 2,5 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,9 |
| r | 1,5 | 2 | 2,5 | 2,5 | 3 | 3 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 4 |
| f | 1 | 1 | 1,2 | 1,2 | 1,6 | 2 | 2 | 2,5 | 2,5 | 3 |

Таблица 2 – Размеры канавок для выхода шлифовального круга



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

Список рекомендуемой литературы

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2005. – 408 с.

2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Академия, 2006. – 496 с.

Приложение А (справочное)

Таблица 1 – Концы валов цилиндрические (из ГОСТ 12080-66)

В миллиметрах



| <i>d</i> | <i>l</i> | <i>r</i> | <i>c</i> ₁ | <i>d</i> | <i>l</i> | <i>r</i> | <i>c</i> ₁ |
|---------------------|----------|----------|-----------------------|---------------------|----------|----------|-----------------------|
| 20 | 36 | 1,6 | 1,0 | 45, 48 | 82 | 2,0 | 1,6 |
| 22, 24 | 42 | | | 50, (52) | | | |
| 25 | | | | 55, (56) | | | |
| 28 | 58 | 2,0 | 1,6 | 60, 63, 65 | 105 | 2,5 | 2,0 |
| 30, 32, (35) | | | | 70, (71), 75 | | | |
| 36, 38 | 82 | 2,0 | 1,6 | 80, 85 | 130 | 3,0 | 2,5 |
| 40, 42 | | | | 90, 95 | | | |

Примечание – Предпочтение следует отдавать значениям, выделенным **жирным шрифтом**. Диаметры в скобках применять не рекомендуется.

Продолжение приложения А

Таблица 2 – Ряд нормальных линейных размеров (Ra 40)

В миллиметрах

| | | | | |
|------|----|----|----|-----|
| 10 | 18 | 32 | 56 | 100 |
| 10,5 | 19 | 34 | 60 | 105 |
| 11 | 20 | 36 | 63 | 110 |
| 11,5 | 21 | 38 | 67 | 120 |
| 12 | 22 | 40 | 71 | 125 |
| 13 | 24 | 42 | 75 | 130 |
| 14 | 25 | 45 | 80 | 140 |
| 15 | 26 | 48 | 85 | 150 |
| 16 | 28 | 50 | 90 | 160 |
| 17 | 30 | 53 | 95 | 170 |

Таблица 3 – Диаметры модульных фрез

В миллиметрах

| <i>m</i> | 2...2,5 | 2,5...2,75 | 3...3,75 | 4...4,5 |
|--|---------|------------|----------|---------|
| $D_{\text{ф}}$, при степени точности 7 | 90 | 100 | 112 | 125 |
| То же | 8...10 | 70 | 80 | 90 |

Приложение Б
(справочное)
Пример выполнения отчета

6 Проектный расчет валов

6.1 Задача расчета

Определить диаметры выходных концов валов, посадочных мест подшипников и зубчатых колес, заплечиков (буртиков).

6.2 Расчетная схема

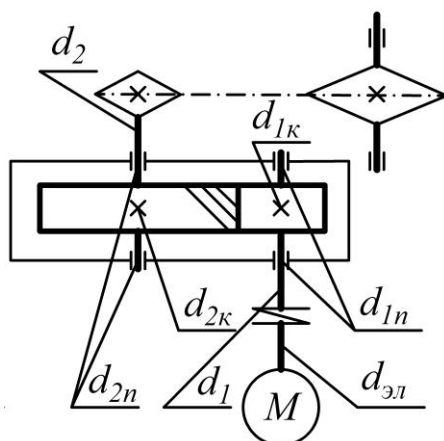


Рисунок 1 - Схема привода

6.3 Данные для расчета

Таблица 1

| Параметры | Валы | |
|--|--------------------|--------------------|
| | 1 | 2 |
| 1 Вращающий момент T , Н·мм | $71,33 \cdot 10^3$ | $293,5 \cdot 10^3$ |
| 2 Диаметр начальной окружности шестерни d_w , мм | 63,27 | — |
| 3 Диаметр $d_{эл}$, мм | 38 | |

6.4 Условия расчета

Предварительно определяют диаметры d_1 и d_2 выходных концов ведущего и ведомого валов из расчета на чистое кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

6.5 Расчетная формула

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \text{ мм,}$$

где T – вращающий момент, Н·мм; $[\tau]$ – допускаемое напряжение, МПа.

Принимают: $[\tau] = 25 \dots 35$ МПа – при определении d_1 и d_3 ;

6.6 Расчет

6.6.1 Вал ведущий ($d_{эл} = 38$)

а) диаметр выходного конца вала

$$d_1 = \sqrt[3]{71,33 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 25)} \approx 24,25 \text{ мм.}$$

Принимаем конструктивно $d_1 = d_{эл} = 38$ мм, т.к. валы соединяются муфтой со стандартными диаметрами отверстий в полумуфтах;

б) диаметр вала под подшипник

$$d_{1п} = d_1 + 2t = 38 + 2 \cdot 3,5 = 45 \text{ мм,}$$

где t – высота заплечика для упора полумуфты [2, с. 46].

Принимаем ближайшее большее или равное значение, кратное 5, из стандартного ряда диаметров внутренних колец подшипников:

$$d_{1п} = 45 \text{ мм;}$$

в) диаметр заплечика для упора подшипника

$$d_{1бп} = d_{1к} = d_{1п} + 3r = 45 + 3 \cdot 3 = 54 \text{ мм,}$$

r – координата фаски кольца подшипника.

Принимаем ближайшее из ряда Ra 40: $d_{1бп} = 55$ мм;

г) $d_w = 63,27 < 2 \cdot d_{1к} = 2 \cdot 54 = 108$, выполним вал-шестерню из материала шестерни: Сталь 50.

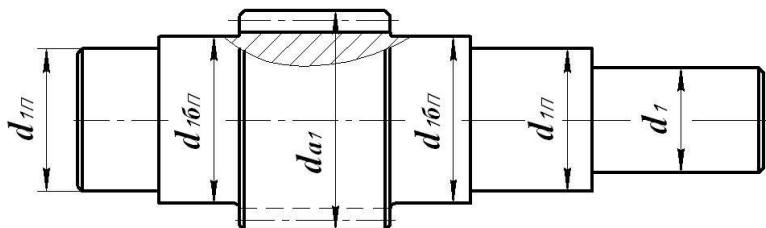


Рисунок 2 – Эскиз вала

6.6.2 Вал ведомый

а) диаметр выходного конца

$$d_2 = \sqrt[3]{293,5 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 25)} \approx 38,85 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = 40$ (из ряда Ra 40 > 38,85);

б) диаметр вала под подшипник

$$d_{2П} = d_2 + 2t = 40 + 2 \cdot 4 = 48 \text{ мм,}$$

где t – высота заплечика для упора полумуфты [2, с. 46].принимаем $d_{2П} = 50$ мм (ближайшее большее, кратное 5);

в) диаметр вала под колесо

$$d_{2К} = d_{2бП} = d_{2П} + 3r = 50 + 3 \cdot 3 = 59 \text{ мм,}$$

 r – координата фаски кольца подшипника.принимаем $d_{2К} = 60$ (ближайшее большее из ряда Ra 40);

г) диаметр заплечика для упора колеса

$$d_{2бК} = d_{2К} + 3f = 60 + 3 \cdot 2 = 66 \text{ мм, принимаем } d_{2бК} = 67 \text{ мм (из Ra 40).}$$

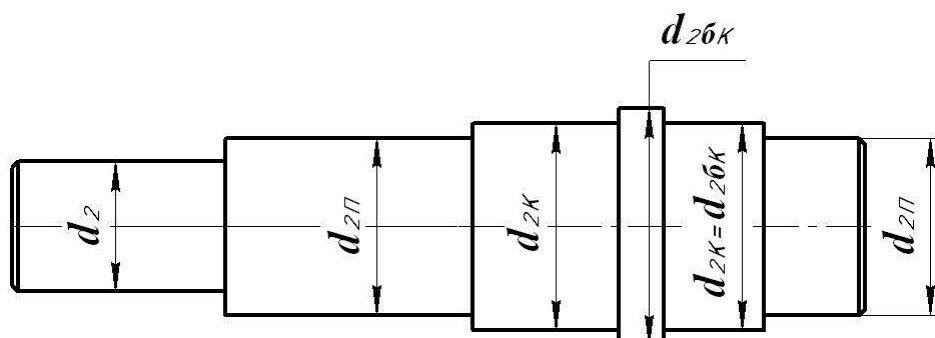


Рисунок 3 – Эскиз вала

6.7 Результаты расчета

Таблица 2 – Принятые диаметры валов

| | | В миллиметрах | |
|-------------|----|---------------|----|
| Ведущий - 1 | | Ведомый - 2 | |
| d_1 | 38 | d_2 | 40 |
| $d_{1П}$ | 45 | $d_{2П}$ | 50 |
| $d_{1бП}$ | 55 | $d_{2бП}$ | 60 |
| $d_{1К}$ | 55 | $d_{2К}$ | 60 |
| - | | $d_{2бК}$ | 67 |

Составители

Олег Владиславович Любимов
Ирина Васильевна Смыслова

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Методические указания к практическому занятию
по дисциплине «**Детали машин и основы конструирования**»
для студентов направлений 151900.62, 190600.62, 241000.62,
по дисциплине «**Основы проектирования**»
для студентов направления 150700.62,
по дисциплине «**Прикладная механика**»
для студентов специализации 130409.65
всех форм обучения

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 16.06.2014. Формат 60×84/16.

Бумага офсетная. Отпечатано на ризографе. Уч.-изд. л. 0,6.

Тираж 74 экз. Заказ .

КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28.

Издательский центр КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4а.