Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»

Кафедра робототехники и мехатроники

О.Д. Егоров

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование»

Москва

2017

УДК 681.323-181.4:621.824.(075)

ББК 34.42

* + 30
* 30 **Егоров О.** **Д.** Проектирование валов цилиндрических мехатрон-ных модулей // М.: ФГБОУ ВО МГТУ «СТАНКИН», 2017. – 31 с.

Изложены проектный расчет валов цилиндрических мехатронных модулей только по кручению, а также их проверочный расчет с учетом кручения и изгиба.

УДК 681.323-181.4:621.824.(075)

ББК 34.42

© Егоров О. Д., 2017

© ФГБОУ ВО МГТУ «СТАНКИН», 2017

**СОДЕРЖАНИЕ**

[ВВЕДЕНИЕ](#page4) [4](#page4)

1. [ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО](#page5)

[КОСОЗУБОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ](#page5) [5](#page5)

[1.1. Проектный расчет вала двигателя мехатронного модуля](#page5) [5](#page5)

[1.2. Проектный расчет входного вала редуктора мехатронного](#page6)

[модуля](#page6) [6](#page6)

[1.3. Геометрические параметры входного вала](#page8) [8](#page8)

[1.4. Реакции опор входного вала](#page9) [9](#page9)

[1.5. Проектный расчет выходного (тихоходного) вала на](#page12)

[статическую прочность по текучести](#page12) [12](#page12)

[1.6. Геометрические параметры выходного вала](#page14) [14](#page14)

[1.7. Проверочный расчет выходного вала на статическую](#page15)

[прочность по текучести](#page15) [15](#page15)

1. [ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО](#page21)

[ПРЯМОЗУБОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ](#page21) [21](#page21)

[2.1. Проектный расчет вала двигателя и входного вала](#page21)

[редуктора мехатронного модуля](#page21) [21](#page21)

[2.2. Реакции опор входного вала](#page22) [22](#page22)

[2.3. Проектный расчет выходного вала мехатронного модуля](#page24) [24](#page24)

[2.4. Проверочный расчет выходного вала мехатронного модуля](#page26) [26](#page26)

[СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ](#page30) [30](#page30)

[Приложение](#page31) [31](#page31)

3

**ВВЕДЕНИЕ**

Мехатронный модуль – функционально и конструктивно само-стоятельное изделие, построенное с взаимопроникновением и синер-гетической аппаратно-программной интеграцией составляющих его элементов, имеющих различную физическую природу и предназначен-ное для реализации требуемого управляемого функционального дви-жения его выходного звена.

Рассмотрена методика проектирования валов цилиндрических мехатронных модулей.

Мехатронные модули цилиндрические предназначены для пони-жения угловых скоростей и повышения вращающих моментов их вы-ходных валов по сравнению с входными валами.

Исходными данными для расчета валов являются: вращающие моменты на входном Т1 и выходном Т2 валах, материалы валов с их характеристиками, усилия в зацеплении зубчатых колес , , .

Необходимо провести проектный и проверочный расчеты валов из условия прочности по текучести, определить линейные и диамет-ральные параметры валов, линейную базу каждого вала.

4

1. **ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО**

**КОСОЗУБОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ**

**1.1. Проектный расчет вала двигателя мехатронного модуля**

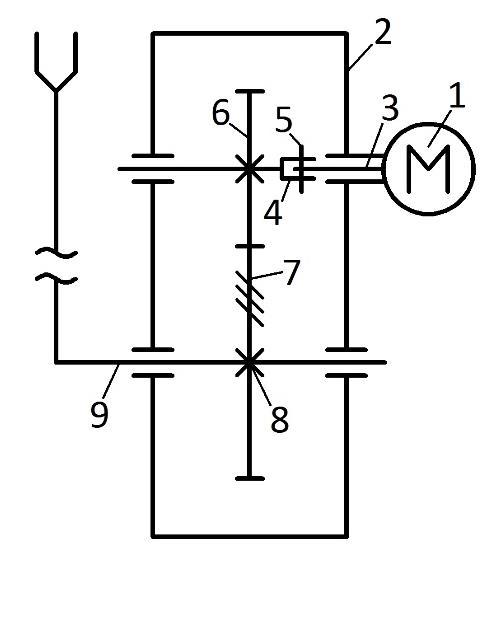
На рис. 1.1 представлена схема цилиндрического косозубого ме-хатронного модуля, состоящего из двигателя 1, жестко прикреплен-ного к корпусу редуктора 2, при этом вал 3 двигателя входит в пусто-телый вал-шестерню 4 редуктора и передает ему вращающий момент через шпонку 5 и далее через пару цилиндрических косозубых колес 6 и 7 и шпонку 8 на выходной вал 9.

Определяем предполагаемый диаметр дв вала двигателя, изго-товленного, например, из стали 40ХН с пределом текучести при изгибе т = 750 МПа и соответственно с пределом текучести при кручении т = (0,5 … 0,6) т = 0,6 ∙ 750 = 450 МПа, нагруженного вращающим моментом 1 = 16 Нм, из условия прочности при кручении (рис. 1.1 и рис. 1.2) [3]

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 3 | ∙ 103 | 3 | 16 ∙ 103 | |  |  |
| ≥ √ | 1 | = √ |  |  | = 7,08 мм, |  |
|  |  |  |  |
| дв | 0,2[ ] |  | 0,2 ∙ 225 | |  |  |
|  |  |  |  |

где [ ] – допускаемое касательное напряжение при кручении

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| [ ] = | т |  | = | | 450 |  | = 225 МПа. | |  |  |
|  | |  |  |  |
|  | 2 | | |  |  |  |  |  |
| Здесь = (2 … 2,5) – коэффициент запаса | | | | | | | | |  |  |
| прочности при кручении. | | | | | | | | |  |  |
| Принимаем диаметр вала двигателя по | | | | | | | | |  |  |
| ГОСТ 6636-69 дв = 8 мм. | | | | | | | | |  |  |
| Проверяем диаметр вала двигателя на | | | | | | | | |  |  |
| прочность при кручении с учетом наличия | | | | | | | | |  |  |
| в нем шпоночной канавки | | | | | | | | |  |  |
|  |  |  |  | ∙ 103 | | | | |  |  |
|  |  |  |  | Рис. 1.1 |  |
| = | | | 1 | | |  |  | ≤ [ ], |  |
|  |  | | |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |  | Р.Н. | |  |  |  |  |



где Р.Н. – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала двигателя по шпоночной канавке [1]

5

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | = 0,2 3 | − | ( | дв | − )2 | = 0,2 ∙ 83 − | 2 ∙ 1,2(8 − 1,2)2 | = |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Р.Н. | дв |  | 2 дв | | |  | 2 ∙ 8 |  |  |
|  |  |  |  |  |  |

= 95,464 мм3.

Здесь и – соответственно ширина и глубина шпоночной канавки.

Для диаметра дв = 8 мм по стандарту = 2 мм, = 1,2 мм [2].

Вычисляем касательное напряжение

16 ∙ 103

= 95,464 = 167,6 МПа.

Следовательно,

= 167,6 МПа < [ ] = 225 МПа.

Условие статической прочности вала при кручении обеспечено.

* случае невыполнения условия статической прочности необходимо диаметр дв вала двигателя увеличить или выбрать материал вала с бо-лее высоким пределом текучести.

**1.2. Проектный расчет входного вала редуктора мехатронного модуля**

Внутренний диаметр 0 входного вала (втулки) редуктора ме-хатронного модуля равен диаметру дв вала двигателя, т.е. 0 = дв

(рис. 1.2).

Определяем наружный диаметр 1входного вала редуктора, изго-товленного, например, из стали 40Х с пределом текучести при изгибе

т = 690 МПа (рис. 1.2)

1 = (1,5 … 1,6) 0 = 1,5 ∙ 8 = 12 мм.

Проверяем его на прочность по текучести при кручении с учетом, что он пустотелый и имеет шпоночную канавку

= 1 ∙ 103 ≤ [ ],

Р.Н.

6

где Р.Н . – полярный момент сопротивления поперечного сечения входного вала по шпоночной канавке [4]

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |  |  | 0 |  | 4 |  | ( | − | | )2 |  |  |
|  | = 0,2 3 | | [1 − ( | | |  | ) ] − | | 1 | 0 | 1 | |  | = |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| Р.Н. |  | 1 |  |  |  | 1 | | |  |  | 0 | | |  |  |  |
|  |  |  | 8 4 | | |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  | 2 ∙ 1(8 − 1)2 | | | | |  |  |  |
| = 0,2 ∙ 123 | | [1 − ( | |  | ) ] − | | | |  |  |  |  | = 264,23 мм3. | | |  |
| 12 |  | 8 |  |  |  |

Здесь и 1 – соответственно ширина и глубина шпоночной канавки входного отверстия 0 = дв вала (втулки) редуктора мехатронного модуля (рис. 1.2).

Для 0 = 8 мм имеем по стандарту = 2 мм, 1 = 1 мм.

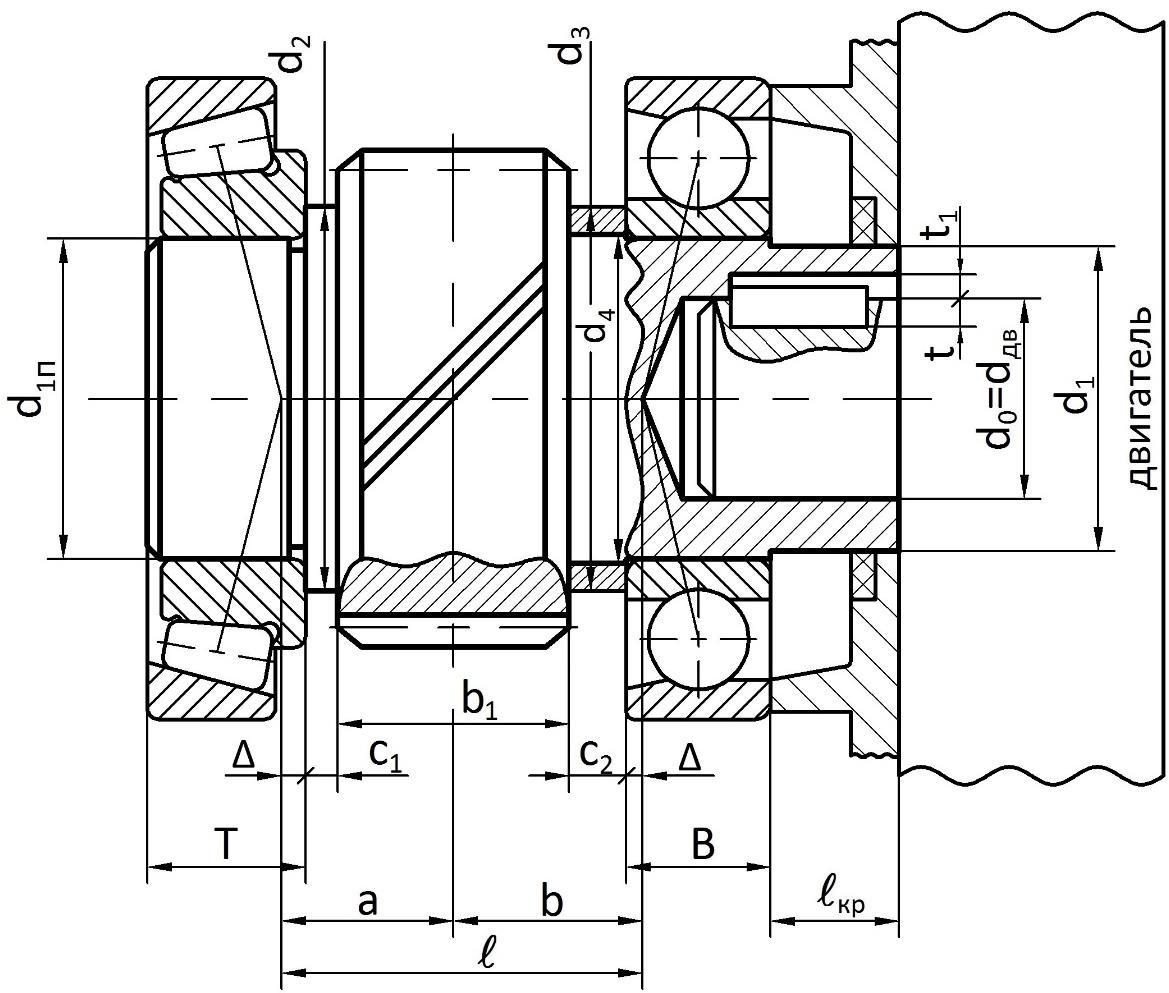


Рис. 1.2

Вычисляем касательное напряжение при кручении

= 1 ∙ 103 = 16 ∙ 103 = 60,55 МПа.

Р.Н. 264,23

Определяем предел текучести материала вала при кручении

т = 0,6 т = 0,6 ∙ 690 = 414 МПа.

7

Находим допускаемое касательное напряжение

т 414

[ ] = = 2 = 207 МПа.

Таким образом

= 60,55 МПа < [ ] = 207 МПа.

Условие статической прочности входного вала редуктора по текучести при кручении обеспечено.

При невыполнении условия прочности необходимо наружный диаметр 1 входного вала редуктора мехатронного модуля увеличить или выбрать материал вала с более высоким пределом текучести.

Расчет на статическую прочность входного вала с учетом изгиба

* кручения не проводим, так как его диаметр значительно увеличен, т.е. в 1,5 раза по сравнению с расчетным из условия кручения, и кроме того, наибольшее нормальное напряжение возникает в сечении вала, соответствующего зацеплению колеса и сплошного вала-шестерни, из-готовленного как единое целое, диаметр которого в этом месте равен внутреннему диаметру 1  шестерни.

**1.3. Геометрические параметры входного вала**

*Линейная база вала*,т.е.расстояние между его опорами(рис.1.2)при установке вала на радиально-упорных или конических подшипни-ках враспор

= + ,



где – длина участка вала от середины шестерни до левой опоры

1

= 2 + 1 + ∆;

– длина участка вала от середины шестерни до правой опоры

1

= 2 + 2 + ∆;

1 – ширина зубчатого венца шестерни; 1 = (5 … 10)мм – ширина упорного буртика; 2 = (5 … 10)мм – ширина распорного кольца;

8

* - смещение точки приложения радиальной реакции от торца под-шипника

1П + 1П

∆= 0,5 − .

– монтажная высота конического подшипника. Для радиально-упор-ных подшипников в формуле заменяют на – ширину радиально-упорного подшипника.

Здесь 1П – внутренний диаметр подшипника; 1П – внешний диаметр подшипника; – угол контакта тел качения с кольцами под-шипника. Для конических подшипников = 14° и 15°, для ради-ально-упорных подшипников = 12° и 26°. Конкретное значение угла определяют по стандартам (таблицам) для выбранного типа подшипника [1].

*Диаметральные размеры участков вала* (рис.1.2):

наружный диаметр

1 = (1,5 … 1,6) 0;

диаметр под подшипники

1п = 1 + (2 … 5) мм;

диаметр упорного буртика для шестерни

2 = 1п + (4 … 5) мм.

Наружный диаметр распорной втулки входного вала

3 = 2.

Внутренний диаметр распорной втулки входного вала

4 = 1п + 1мм.

**1.4. Реакции опор входного вала**

Входной вал редуктора мехатронного модуля находится под дей-ствием вращающего момента 1 и двух изгибающих моментов в вер-тикальной плоскости, возникающих от действия радиальной 1 и осе-вой 1 сил, а также изгибающего момента в горизонтальной плоско-сти от окружной силы 1 .

9

Рисуем схему вала и на ней расставляем все указанные силы в со-ответствии с их действительным расположением на шестерне (рис. 1.3). Затем рассматриваем схему вала, находящегося под дей-ствием только радиальной 1 и осевой 1 сил.

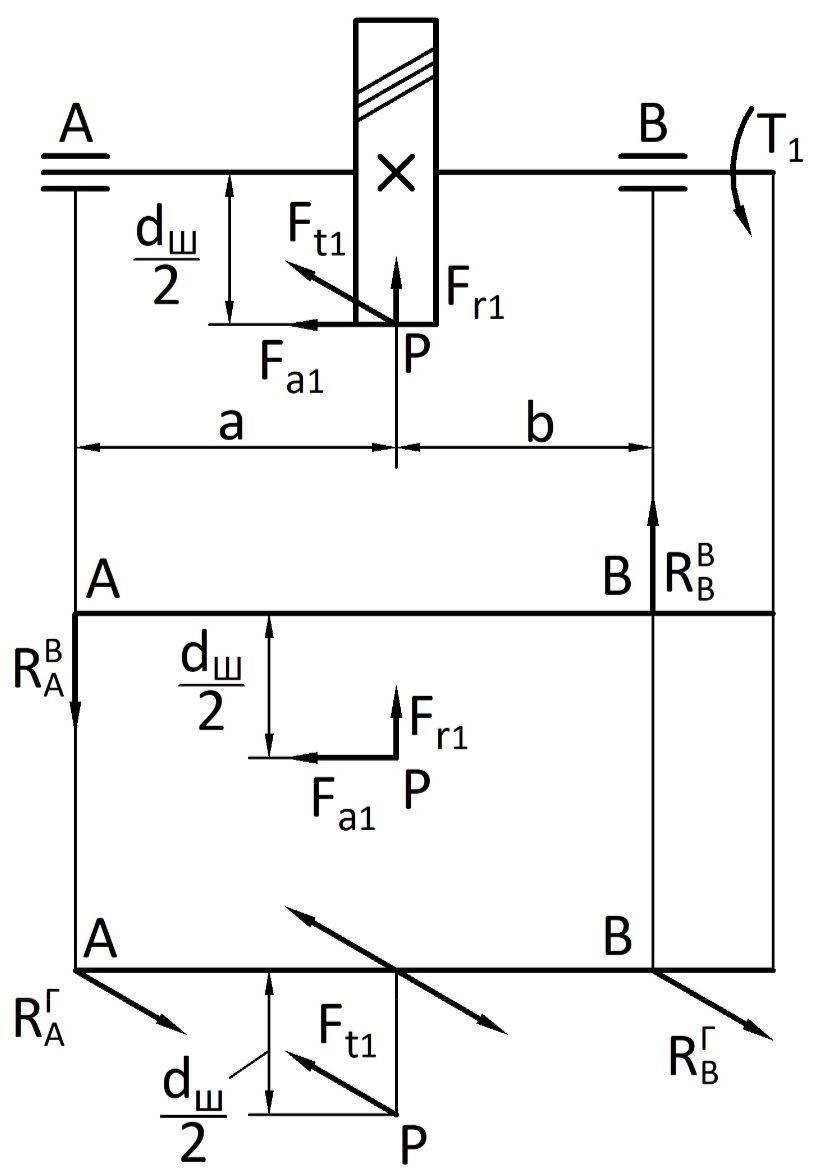


Рис. 1.3

Опоры A и B заменяем реактивными силами в и в . Их направ-ления выбираем произвольно (вверх или вниз).

Для нахождения значений реакций составляем уравнения ста-тики.

В вертикальной плоскости

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ƩМв = в | | ( + ) | − |  | ш | += 0. |  |
|  |  |  |
|  |  |  |  | 1 | 2 |  |  |
|  |  |  |  | 1 |  |
| Откуда реакцияв | будет равна | |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |

10

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  | ш | − |  | |  |
| в | 2 |  |
| 1 | 1 |  |  |  |
| = |  |  |  |  | . |  |
|  |  |  |  |  |

+

ƩМв = в( + ) − 1 2ш − 1 = 0.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Откуда реакцияв | будет равна | | |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | ш | + |  | |  |
|  | в | 2 |  |
|  |  | 1 | 1 |  |  |  |
|  |  | = |  |  |  |  | . |  |
|  |  |  |  |  |  |

+

Если значение одной или обеих реакций получилось отрицатель-



ным, необходимо их на схеме зачеркнуть и направить в противо-положную сторону. Затем значения этих реакций записать с плюсом и рассматривать в дальнейшем схему вала со всеми приложенными внешними силами и найденными реакциями в соответствии с их дей-ствительными направлениями.

Проверяем правильность нахождения реакций

Ʃ = 0.

В горизонтальной плоскости

ƩМг = г ( + ) − 1 = 0.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Откуда реакция опоры *B* равна |  |  |  |  |  |  |
| г |  |  | 1 |  | |  |
| = |  |  | . |  |
|  |  |  |  |
|  |  | + | | | |  |
|  |  |  |

ƩМг = − г ( + ) + 1 = 0.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Откуда реакция опоры *A* равна |  |  |  |  |  |  |
| г |  |  | 1 |  | |  |
| = |  |  | . |  |
|  |  |  |  |
|  |  | + | | | |  |
|  |  |  |

Проверяем правильность нахождения реакций

Ʃ = 0.

11

Суммарные реакции в опорах *A* и *B*

Ʃ = √( в)2 + ( г )2;

Ʃ = √( в )2 + ( г )2.

Найденные реакции опор будут нужны при выборе подшипников для входного вала мехатронного модуля.

**1.5. Проектный расчет выходного (тихоходного) вала на статическую прочность по текучести**

Материал выходного вала и его механические характеристики выбираем такие же, как и для входного вала.

Определяем диаметр выходного конца тихоходного вала из усло-вия статической прочности по текучести при кручении для схемы вала с зубчатым колесом, имеющим ступицу ст ≥ 2 (рис. 1.4). (Ступица может быть расположена симметрично или несимметрично относи-тельно зубчатого венца колеса.)



|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 3 | ∙ 103 | 3 | 31,36 ∙ 103 |  |  |
| = √ | 2 | = √ |  | = 9,12 мм, |  |
|  |  |  |
| 2 | 0,2[ ] |  | 0,2 ∙ 207 |  |  |
|  |  |  |  |

где 2 – вращающий момент на колесе

2 = 1 = 16 ∙ 2 ∙ 0,98 = 31,36 Нм;

= 2 – передаточное отношение зубчатой передачи; = 0,98 – коэф-фициент полезного действия; [ ] – допускаемое касательное напряже-ние равное [ ] = 207 МПа (см. п. 1.2).

Принимаем диаметр выходного конца тихоходного вала 2 = 10 мм. Проверяем выходной конец вала на статическую прочность при

кручении с учетом наличия в нем шпоночной канавки

= 2 ∙ 103 ≤ [ ],

Р.Н.

12

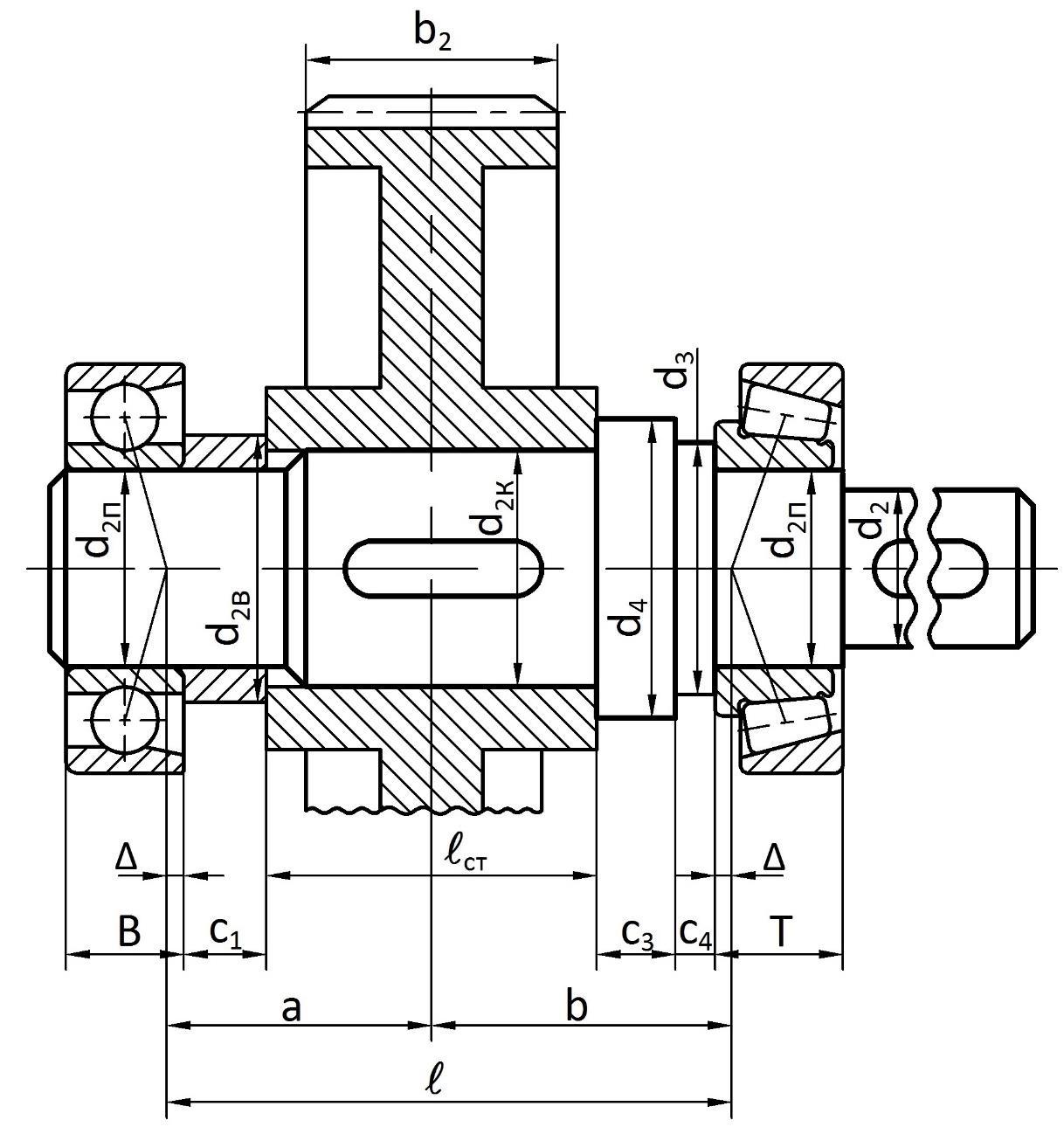


Рис. 1.4

где Р.Н. – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала по шпоночной канавке

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | ( | − )2 | | 3 ∙ 1,8(10 − 1,8)2 |  |  |
|  | = 0,2 3 | − | 2 |  | = 0,2 ∙ 103 − |  | = |  |
|  |  |  |  |
| Р.Н. | 2 |  | 2 2 | | | 2 ∙ 10 |  |  |
|  |  |  |  |  |

= 181,84 мм3,

Здесь и соответственно ширина и глубина шпоночной канавки. Для 2 = 10 мм имеем по стандарту = 3 мм, = 1,8 мм.

Вычисляем касательное напряжение

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | 31,36 ∙ 103 | |
| = | 181,84 | = 172,46 МПа. |

13

Следовательно

= 172,46 МПа < [ ] = 207 МПа.

Условие статической прочности выходного конца тихоходного вала по текучести при кручении обеспечено.

* случае невыполнения условия статической прочности необхо-димо диаметр 2 вала увеличить или выбрать материал вала с более высоким пределом текучести.

**1.6. Геометрические параметры выходного вала**

*Линейную базу вала*,т.е.расстояние между его опорами(рис.1.4)при установке вала на радиально-упорных или конических подшипни-ках враспор

= + ,



где – длина участка вала от середины зубчатого колеса до левой опоры



|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| = | ст | + + ∆; |  |
|  |  |
|  | 2 | 1 |  |
|  |  |  |

b – длина участка вала от середины зубчатого колеса до правой опоры



|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| = | ст | + + + ∆; | |  |
|  |  |
|  | 2 | 3 | 4 |  |
|  |  |  |  |

где 1 = (10 … 15)мм – ширина распорной втулки; 3 = (5 … 10) мм – ширина упорного буртика для колеса, мм; 4 = (5 … 10)мм – ширина упорного буртика для подшипника. Эти размеры желательно выбирать такими, чтобы зубчатое колесо было расположено посередине вала; ст = (1,0 … 1,5) 2к – длина ступицы зубчатого колеса, мм. Этот раз-мер необходимо согласовывать с требуемой длиной шпонки и прини-мать минимальным; ∆ - смещение точки приложения радиальной реак-



ции от торца подшипника

2П + 2П

∆= 0,5 − ,

14

2П – внутренний диаметр подшипника; 2П – внешний диаметр под-шипника; – угол контакта тел качения с кольцами подшипников. Для конических подшипников = 14° и 15°, для радиально-упорных под-шипников = 12° и 26°. Конкретное значение угла определяют по стандартам (таблицам) для выбранного типа подшипника [1].

Для радиально-упорных подшипников в формуле заменяют на

– ширину радиально-упорного подшипника.

*Диаметральные размеры участков вала* (рис.1.4):

под подшипниками

2п = 2 + (2 … 5) мм;

под зубчатым колесом

2к = 2п + (4 … 5) мм.

Диаметр упорного буртика для зубчатого колеса

4 = 2к + (8 … 10) мм.

Диаметр участка вала для упора правого подшипника, равный диаметру распорной втулки

3 = 2в = 2п + (8 … 10) мм.

**1.7. Проверочный расчет выходного вала**

**на статическую прочность по текучести**

Выходной вал находится под действием вращающего момента 2

* двух изгибающих моментов в вертикальной плоскости, возникаю-щих от действия радиальной 2 и осевой 2 сил, а также изгибающего момента в горизонтальной плоскости от окружной силы 2 .

Для нахождения наиболее опасных сечений вала необходимо постро-ить эпюры изгибающих моментов в вертикальной Мви и горизонталь-ной Мги плоскостях и крутящего момента 2к.

Рисуем схему вала и на ней расставляем все указанные силы в соответ-ствии с их действительным расположением на колесе (рис. 1.5). Затем рассматриваем схему вала, находящегося под действием только радиальной 2 и осевой 2 сил.

15

Опоры А и В заменяем реактивными силами Ав и Вв. Их направление выбираем произвольно (вверх или вниз).

Для нахождения значений реакций составляем уравнения статики:

ƩМА = Вв( + ) − 2 2к − 2 = 0.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Откуда реакция в | будет равна | | |  |  |  |  |  |  |  |
| В |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  | |  |  |  |  |
|  |  |  |  | | к | + | |  | |  |
|  |  | 2 |  |
|  | в | = |  | 2 |  | 2 |  | . |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  | В |  |  |  | + | |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |

ƩМВ = Ав( + ) − 2 2к + 2 = 0.

Откуда

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  | |  |  |  |  |
|  |  |  | к | − | |  | |  |
|  | 2 |  |
| в | = | 2 |  | 2 |  | . |  |
|  |  |  |  |  |  |
| А |  |  | + | |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |

Если значение одной или обеих реакций получились отрицатель-



ными, необходимо их на схеме зачеркнуть и направить в противо-положную сторону. Затем значения этих реакций записать с плюсом и рассматривать в дальнейшем схему вала со всеми приложенными внешними силами и найденными реакциями в соответствии с их дей-ствительными направлениями.

Проверяем правильность нахождения реакций

Ʃ = 0.

Определяем изгибающие моменты в вертикальной плоскости. Записываем уравнение моментов на первом участке вала 0 ≤ 1 ≤

Мви1 = Ав 1.

Если 1 = 0, то Мви1 = 0. Если 1 = , то Мви1 = Ав .

Аналогично поступаем на втором участке вала 0 ≤ 2 ≤

Мви2 = Вв 2.

Если 2 = 0, то Мви2 = 0. Если 2 = , то Мви2 = Вв .

16

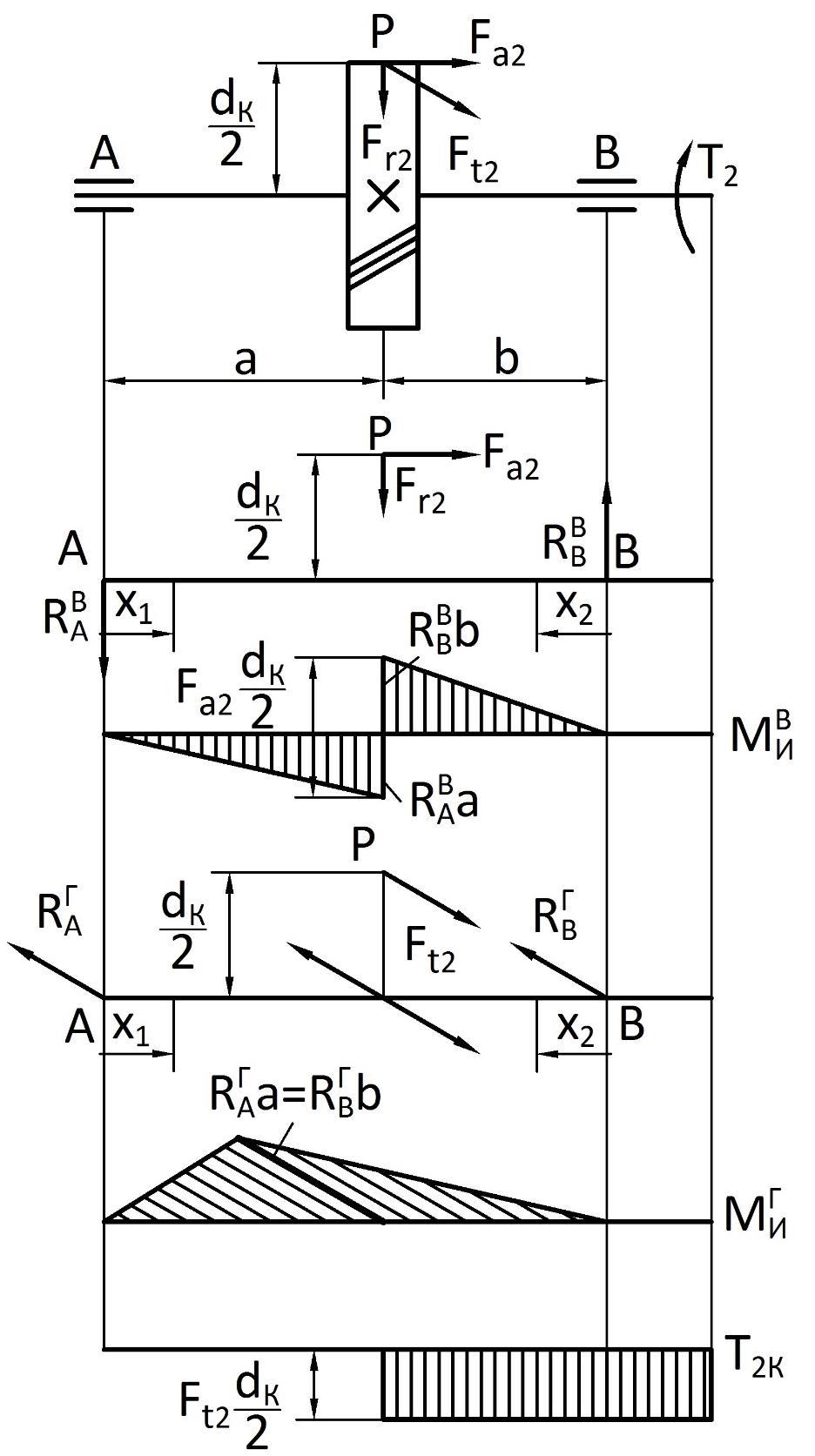


Рис. 1.5

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости на сжатых волокнах, т.е. если под действием силы (момента) вал изгиба-



ется в виде чаши или , то сжатые волокна вала будут сверху и эпюра изгибающих моментов будет расположена на этом участке



вала сверху, если в виде зонтика или - сжатые волокна снизу

* эпюра изгибающих моментов на этом участке вала будет располо-жена снизу вала (рис. 1.5).

17

* зависимости от того, как будут направлены реакции Ав и Вв эпюры на участках вала могут быть расположены как сверху от оси, так и снизу, но скачок между значениями моментов первого и второго участ-ков должен быть равен 2 к⁄2 .

На рис. 1.5 представлен один из возможных вариантов эпюры изгиба-ющих моментов Мви в вертикальной плоскости.

* зависимости от величины и направления реакций Ав и Вв эпюра из-гибающих моментов Мви может иметь другой вид.

Рассмотрим схему вала, нагруженного окружной силой2

* + и г . Их(рис.1.5).Опоры*А*и*В*заменяемреактивнымисилами

направление выбираем произвольно, но лучше противоположно направлению силы 2 .

Составляем уравнения статики:

ƩМ = г ( + ) − 2 = 0*.*

Откуда реакция г равна

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| г |  |  | |  |
| = | 2 | . |  |
|  |  |
|  |  | + | |  |
|  |  |  |

ƩМ = 2 − г ( + ) = 0*.*

Откуда

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| г |  |  | |  |
| = | 2 | . |  |
|  |  |
|  |  | + | |  |
|  |  |  |

Проверка:

Ʃ = 0.

Определяем изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

на первом участке 0 ≤ 1 ≤

Мги1 = г 1*.*

Если 1 = 0, то Мги1 = 0. Если 1 = , то Мги1 = г ;

на втором участке 0 ≤ 2 ≤

Мги2 = г 2*.*

Если 2 = 0, то Мги2 = 0. Если 2 = , то Мги2 = г .

18

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоско-сти на сжатых волокнах (рис. 1.5).

Вычисляем крутящий момент на валу от действия окружной силы 2

к

Т2к = Т2 = 2 2 .

Строим эпюру крутящего момента (рис. 1.5). Из эпюр видно, что наиболее опасным сечением вала является сечение под колесом, так как в этом месте на вал действуют наибольшие изгибающие моменты

* двух плоскостях и крутящий момент. Действие максимальных изги-бающих моментов в двух плоскостях заменяем суммарным моментом

МиƩ = √(Мви )2 + (Мги )2 .

Таким образом, вал находится под действием суммарного изгибаю-щего момента МиƩ и крутящего момента 2к.

Проверяем вал на статическую прочность с учетом нормальных и ка-сательных напряжений по энергетической гипотезе прочности

|  |  |
| --- | --- |
| экв = √ и2 + 3 2 ≤ [ ]р, | (1) |

где и – максимальное нормальное напряжение при изгибе вала с учетом шпоночной канавки под колесом

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | = | МиƩ | = |  |  | МиƩ | |  |  | ; |  |
|  |  |  |  | ( |  | − )2 |  |
| и |  |  | 0,1 3 |  |  | 2к |  |  |
|  |  | о.н. |  | − |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | 2к |  |  | 2 2к | | |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |

о.н. – осевой момент сопротивления поперечного сечения вала по шпоночной канавке

о.н. = 0,1 3 − ( 2к − )2 .

2к 2 2к

Шпонку на валу под колесом необходимо взять такой же, как и для его выходного конца, т.е. = 3 мм, = 1,8 мм, так как с увеличе-нием диаметра вала и геометрических параметров шпонки о.н. и р.н. растут, следовательно, нормальные и касательные напряжения умень-шаются;

19

* – касательное напряжение при кручении вала с учетом шпоноч-ной канавки

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| = | 2 | = |  |  | 2 |  | ; |  |
|  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | ( | − )2 |  |
|  | р.н. |  | 0,2 3 | − | 2к |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  | 2к |  | 2 2к | |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |

р.н. – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала по шпоночной канавке

р.н. = 0,2 3 − ( 2к − )2 ;

2к 2 2к

[ ]р – допускаемое нормальное напряжение при растяжении

тр

[ ]р = ;

тр = 690 МПа – предел текучести материала вала при растяжении; [ ] = 1,5 … 2,5 – допускаемый коэффициент запаса.

Если условие (1) выполняется, это означает, что статическая прочность вала по текучести обеспечена. В случае невыполнения усло-вия (1), необходимо диаметр к вала под колесом увеличить.

20

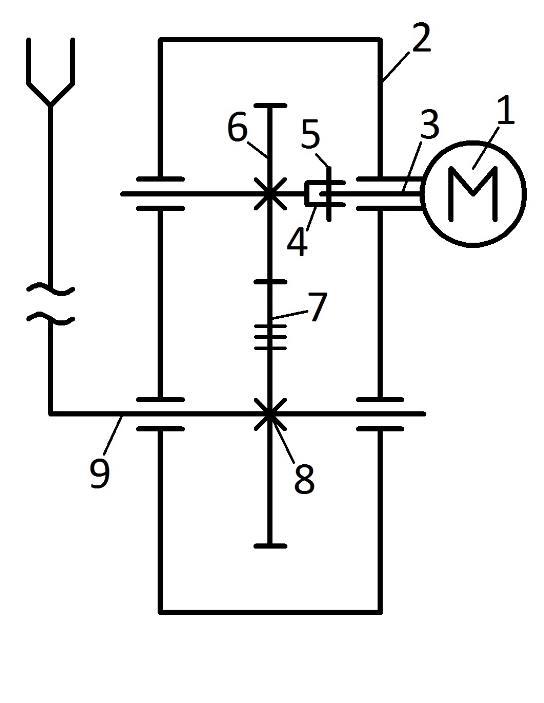
1. **ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО**

**ПРЯМОЗУБОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ**

**2.1. Проектный расчет вала двигателя и входного вала редуктора мехатронного модуля**

На рис. 2.1 представлена схема цилиндрического прямозубого мехатронного модуля, состоящего из двигателя 1, жестко прикреплен-ного к корпусу редуктора 2, при этом вал 3 двигателя входит в пусто-телый входной вал-шестерню 4 редуктора и передает ему вращающий момент через шпонку 5 и далее через пару цилиндрических прямозу-бых колес 6 и 7 и шпонку 8 на выходной вал 9.

Методика расчета валов цилиндриче-ского прямозубого мехатронного модуля аналогична расчету валов цилиндриче-ского косозубого мехатронного модуля. Отличие заключается только в отсутствии осевой силы в зацеплении зубчатых колес, т.е. = 0, и валы устанавливают на ради-альных шариковых подшипниках. При этом опоры валов располагают посередине подшипников (рис. 2.1 и рис. 2.2).



Геометрические параметры валов ци-линдрического прямозубого мехатронного

модуля определяют аналогично расчету ва- Рис. 2.1

лов цилиндрического косозубого мехатронного модуля (см. п. п. 1.1, 1.2, 1.5, 1.6).

Линейная база входного вала-шестерни (рис. 2.2)

= + ,



где – расстояние от середины шестерни до середины левого подшип-ника

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| = | 1 | + + |  | ; |  |
|  |  |  |
|  | 2 | 1 | 2 |  |  |
|  |  |  |  |

*–* расстояние от середины шестерни до середины правого подшип-ника

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| = | 1 | + + |  |  |
|  |  |  |
|  | 2 | 2 | 2 |  |
|  |  |  |

21

– ширина подшипника; 1 = (5 … 10) мм – ширина упорного бур-тика; 2 = (5 … 10) мм – ширина распорного кольца; 1 – ширина зуб-чатого колеса.

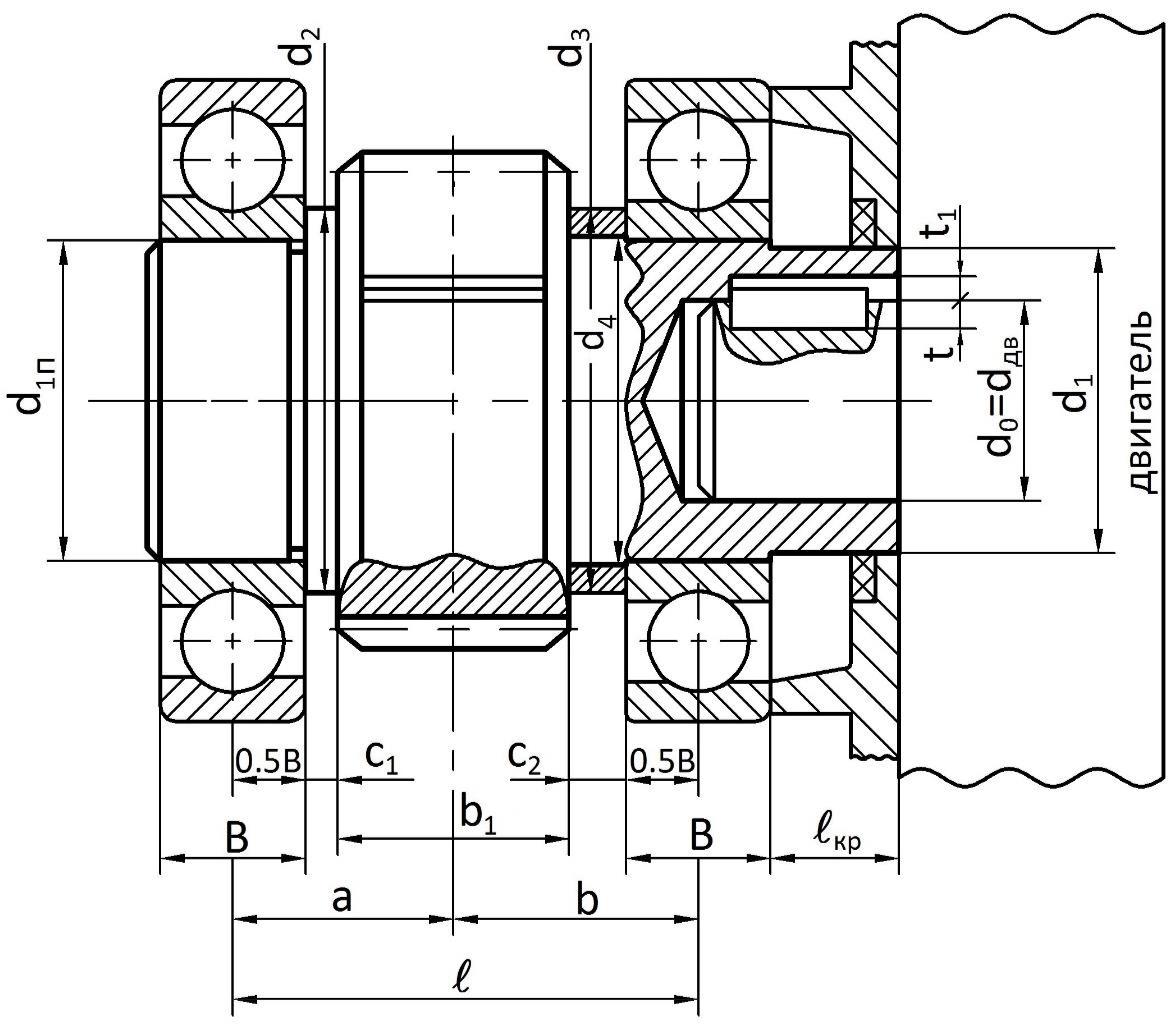


Рис. 2.2

**2.2. Реакции опор входного вала**

Реакции опор входного вала редуктора мехатронного модуля определяем из уравнений статики в соответствии с расстановкой на схеме вала действующих и реактивных сил (рис. 2.3). В вертикальной плоскости

ƩМв = − в ( + ) + 1 = 0 .

Откуда

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| в |  |  | |  |
| = | 1 | . |  |
|  |  |
|  |  | + | |  |
|  |  |  |

22

ƩМв = в( + ) − 1 = 0 .

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| в |  |  | |  |
| = | 1 | . |  |
|  |  |
|  |  | + | |  |
|  |  |  |

Если значение одной или обеих реакций получилось отрицатель-ным, необходимо их не схеме зачеркнуть и направить в противопо-ложную сторону. Затем значения этих реакций записать с плюсом и рассматривать в дальнейшем схему вала со всеми приложенными внешними силами и найденными реакциями в соответствии с их дей-ствительными направлениями.

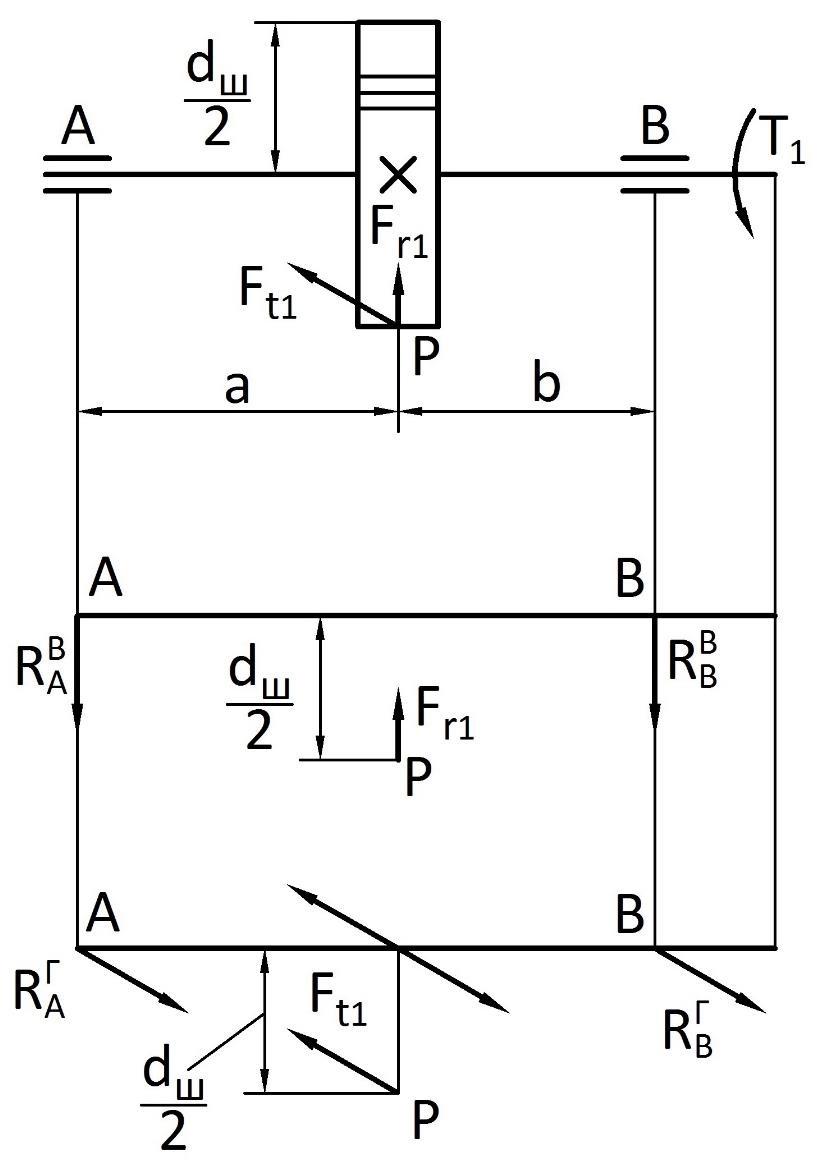


Рис. 2.3

Проверка правильности нахождения реакций

Ʃ = 0 .

23

Также составляем уравнения статики для входного вала-ше-стерни в горизонтальной плоскости

ƩМг = − г ( + ) + 1 = 0 .

Откуда

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| г |  |  | |  |
| = | 1 | . |  |
|  |  |
|  |  | + | |  |
|  |  |  |

ƩМг = г ( + ) − 1 = 0 .

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| г |  |  | |  |
| = | 1 | . |  |
|  |  |
|  |  | + | |  |
|  |  |  |

Проверка

Ʃ = 0 .

Суммарные реакции в опорах *A* и *B*

Ʃ = √( в)2 + ( г )2 ;

Ʃ = √( в )2 + ( г )2 .

Найденные суммарные реакции опор входного вала-шестерни ре-дуктора мехатронного модуля будут нужны при выборе подшипников.

**2.3. Проектный расчет выходного вала**

**мехатронного модуля**

Расчет выходного (тихоходного) вала цилиндрического прямозу-бого мехатронного модуля проводят аналогично расчету выходного вала цилиндрического косозубого мехатронного модуля с учетом, что осевая сила в зацеплении зубчатых колес равна нулю, т.е. 2 = 0 (см. п. 1.5 и 1.6).

Линейную базу выходного вала выбираем при условии, что вал установлен на радиальных шариковых подшипниках и опоры вала рас-положены посередине подшипников (рис. 2.4).

24

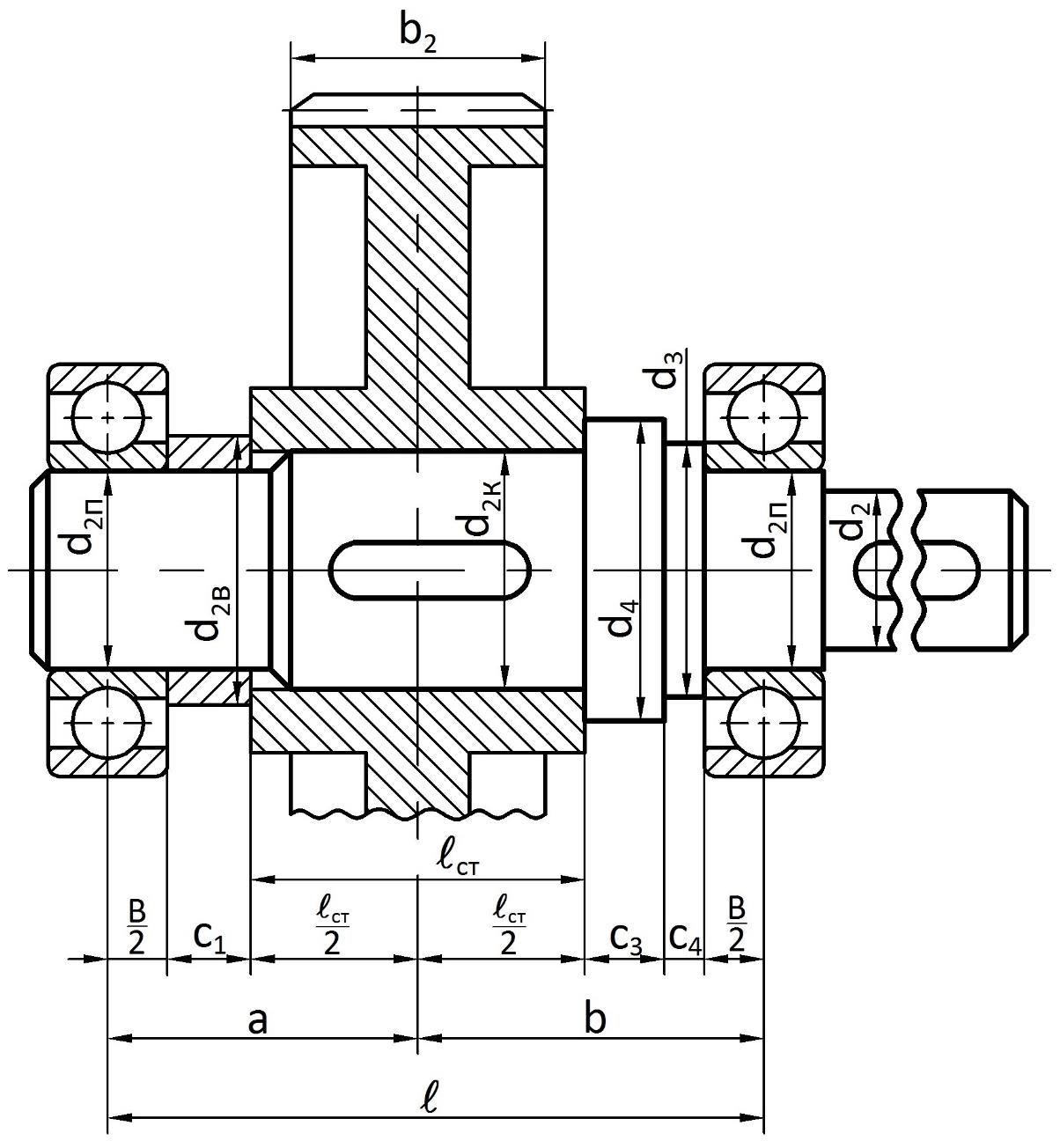


Рис. 2.4

Для зубчатого колеса со ступицей равной или большей ширины колеса ст ≥ 2



= + .



Здесь – длина участка вала от середины зубчатого колеса до се-редины левого подшипника

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| = | ст | + + |  | ; |  |
|  |  |  |
|  | 2 | 1 | 2 |  |  |
|  |  |  |  |



– длина участка вала от середины зубчатого колеса до середины правого подшипника

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| = | ст | + + + | |  | ; |  |
|  |  |  |
|  | 2 | 3 | 4 | 2 |  |  |
|  |  |  |  |  |



25

1 = (10 … 15)мм – ширина распорной втулки; 3 = (5 … 10)мм – ши-рина упорного буртика для колеса; 4 = (5 … 10)мм –ширина распор-ного буртика для подшипника. Эти размеры желательно выбирать та-кими, чтобы зубчатое колесо было расположено посередине вала; ст = (1,0 … 1,5) 2к – длина ступицы зубчатого колеса; 2 – ширина



зубчатого венца колеса.

**2.4. Проверочный расчет выходного вала**

**мехатронного модуля**

Для проведения проверочного расчета выходного вала мехатрон-ного модуля необходимо определить реакции опор, построить эпюры изгибающих и крутящих моментов и определить наиболее опасные се-чения вала. Методика расчета аналогична расчету выходного вала ци-линдрического косозубого мехатронного модуля с учетом отсутствия осевой силы 2.

Реакции опор выходного вала определяем из уравнений статики

* соответствии с расстановкой на схеме вала действующих реактивных сил (рис. 2.5).
  + вертикальной плоскости при внешней радиальной силе 2

Ʃ в = в ( + ) − 2 = 0 .

Откуда

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| в |  |  | |  |
| = | 2 | . |  |
|  |  |
|  |  | + | |  |
|  |  |  |

Ʃ в = − в( + ) + 2 = 0 .

Откуда

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| в |  |  | |  |
| = | 2 | . |  |
|  |  |
|  |  | + | |  |
|  |  |  |

Проверка

Ʃ = 0 .

Определяем изгибающие моменты в вертикальной плоскости. Записываем уравнение изгибающих моментов на первом участке

вала 0 ≤ 1 ≤

ив1 = в 1.

Если 1 = 0, то ив1 = 0. Если 1 = , то ив1 = в .

26

Аналогично поступаем на втором участке вала 0 ≤ 2 ≤

ив2 = в 2.

Если 2 = 0, то ив2 = 0. Если 2 = , то ив2 = в .

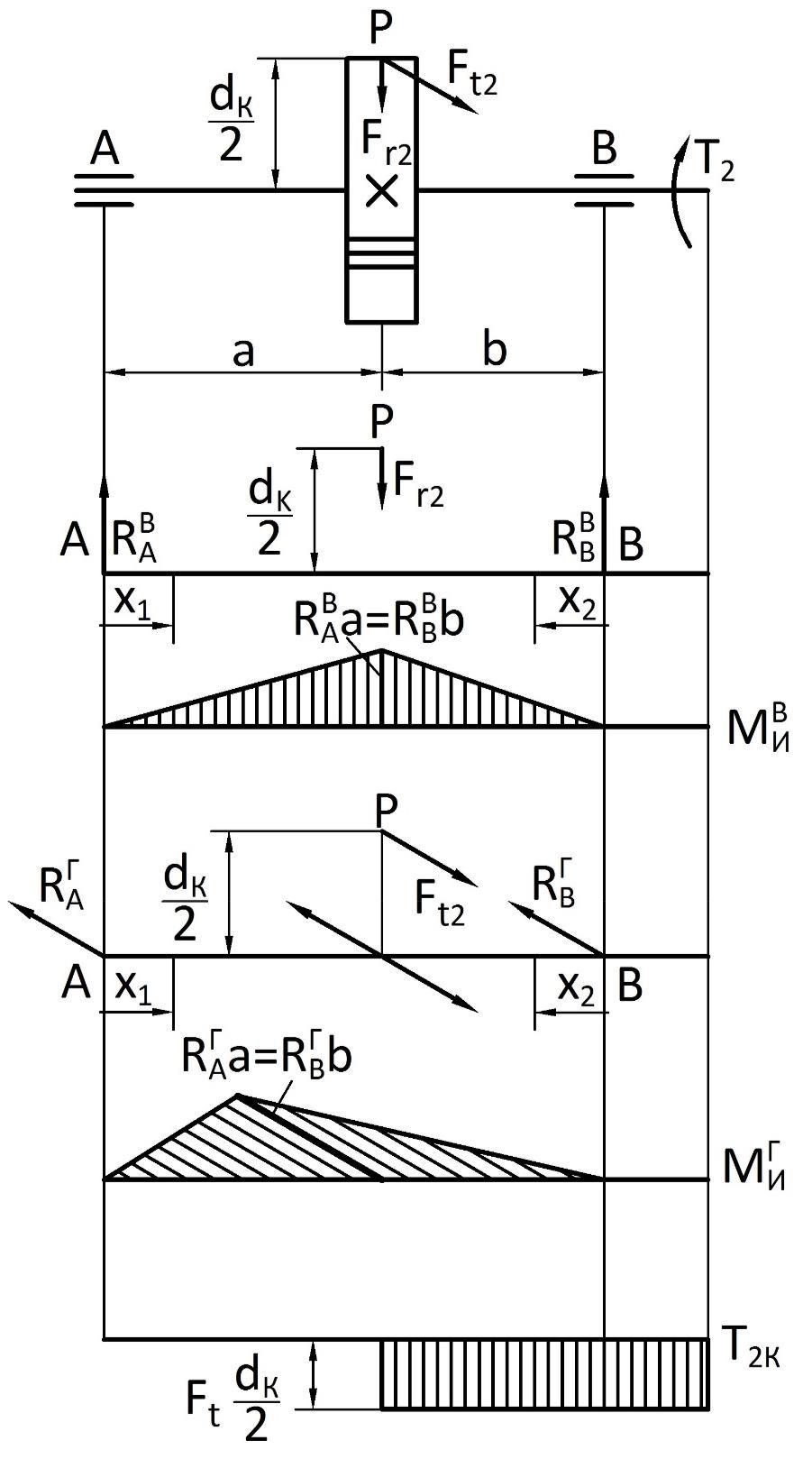


Рис. 2.5

На рис. 2.5 представлен один из возможных вариантов эпюры из-гибающих моментов ив в вертикальной плоскости.

27

Рассмотрим схему вала нагруженного окружной силой 2 . Со-ставляем уравнения статики:

Ʃ г = г ( + ) − 2 = 0 .

Откуда

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| г |  |  | |  |
| = | 2 | . |  |
|  |  |
|  |  | + | |  |
|  |  |  |

Ʃ г = − г ( + ) + 2 = 0 .

Откуда

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| г |  |  | |  |
| = | 2 | . |  |
|  |  |
|  |  | + | |  |
|  |  |  |

Проверка

Ʃ = 0 .

Определяем изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

на первом участке 0 ≤ 1 ≤

иг1 = г 1*.*

Если 1 = 0, то иг1 = 0. Если 1 = , то иг1 = г ;

на втором участке 0 ≤ 2 ≤

иг2 = г 2*.*

Если 2 = 0, то иг2 = 0. Если 2 = , то иг2 = г .

Строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной плоско-сти (рис. 2.5).

Вычисляем крутящий момент на валу от действия окружной силы 2

к

Т2к = Т2 = 2 2 .

Строим эпюру крутящего момента. Из эпюр видно, что наиболее опасным сечением вала является сечение под колесом, так как в этом месте на вал действуют наибольшие изгибающие моменты в двух

28

плоскостях и крутящий момент. Действие максимальных изгибающих моментов в двух плоскостях заменяем суммарным моментом

иƩ = √( ив )2 + ( иг )2 .

Таким образом, вал находится под действием суммарного изги-бающего момента иƩ и крутящего момента 2к.

Проверку выходного вала цилиндрического прямозубого ме-хатронного модуля на статическую прочность с учетом нормальных и касательных напряжений проводим аналогично цилиндрическому ко-созубому мехатронному модулю по энергетической гипотезе прочно-сти (см. п. 1.7).

29

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. **Гуревич Ю. Е., Выров Б. Я., Косов М. Г., Кузнецов А. П.**

Инженерные основы расчетов деталей машин: учебник. – М.:

КНОРУС, 2013. – 480 с.

1. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П.** Конструирование узлов и деталеймашин: учеб. пособие. – М.: Высш. шк., 1985. – 416 с.
2. **Егоров О. Д.** Конструирование механизмов роботов:учебник. –

М.: Абрис, 2012. – 444 с.

1. **Решетов Д. Н.** Детали машин:учебник. –М.:Машиностроение,

1989. – 496 с.

30

**Приложение**

**Механические характеристики сталей**

Нормализованные (Н), улучшенные (У) и объемно-закаленные стали (ОЗ)

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка | Предел проч- | Предел теку- |  | Термо-об- |  |
| ности σв, | чести σт, | Твердость |  |
| стали | работка |  |
| МПа | МПа |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |  |
|  |  |  |  |  |  |
| 40 | 600 | 320 | 192-228 | У |  |
|  |  |  |  |  |  |
|  | 600-700 | 320 | 167-194 HB | Н |  |
|  | 650-750 | 350 | 180-207 HB | У |  |
| 45 | 700-800 | 400 | 194-222 HB | У |  |
| 750-850 | 450 | 207-236 HB | У |  |
|  |  |
|  | 800-900 | 550 | 223-250 HB | У |  |
|  | 850-950 | 600 | 236-263 HB | У |  |
|  |  |  |  |  |  |
| 50 | 700-800 | 370-420 | 212-235 HB | У |  |
| 50Г | 800 | 550 | 241-285 HB | У |  |
| 35Х | 650 | 450 | 187 HB | У |  |
|  |  |  |  |  |  |
|  | 700-800 | 400 | 200-230 HB | Н |  |
|  | 750-850 | 500 | 215-243 HB | У |  |
| 40Х | 800-900 | 550 | 230-257 HB | У |  |
|  | 850-950 | 600 | 243-271 HB | У |  |
|  | 900-100 | 700 | 257-285 HB | У |  |
|  |  |  |  |  |  |
| 40НХ | 850-950 | 600 | 250-280 HB | У |  |
| 900-1000 | 700 | 265-290 HB | У |  |
|  |  |
|  |  |  |  |  |  |
| 20ХНЗА | 1000 | 850 | 293-341 HB | У |  |
|  |  |  |  |  |  |
| 38ХА | 900 | 800 | 269-321 HB | У |  |
| 37ХНЗА | 1100 | 950 | 321-387 HB | У |  |
| 40ХНМА | 1100 | 950 | 293-375 HB | У |  |
| 45 | 1000 | 750 | 38-42 HRC | ОЗ |  |
| 50 | 620 | 340 | 48-52 HRC | ОЗ |  |
|  |  |  |  |  |  |

31

Учебное издание

**Егоров** Олег Дмитриевич

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ**

*Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование»*

Подписано в печать 05.10.2017 г.

Формат 60×90 1/16. Бумага 80 г.

Усл. печ. л. 2,0. Тираж 100 экз. Заказ 171.

Отпечатано в Издательском центре

ФГБОУ ВО «Московский государственный

технологический университет ‹‹СТАНКИН››.

127055, Москва, Вадковский пер., 3а.

Тел.: 8(499) 973-31-93