

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Ильшат Ринатович Мухаметзянов

Должность: директор

Дата подписания: 13.07.2023 15:15:48

Уникальный идентификатор документа: aba80b84033c9ef196388e9ea0434f90a83a40954ba270e84bcb664f02d1d8d0

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Казанский национальный исследовательский

технический

университет им. А.Н. Туполева-КАИ»

(КНИТУ-КАИ)

Чистопольский филиал «Восток»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ
по дисциплине
«ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН И ПРИБОРОВ»

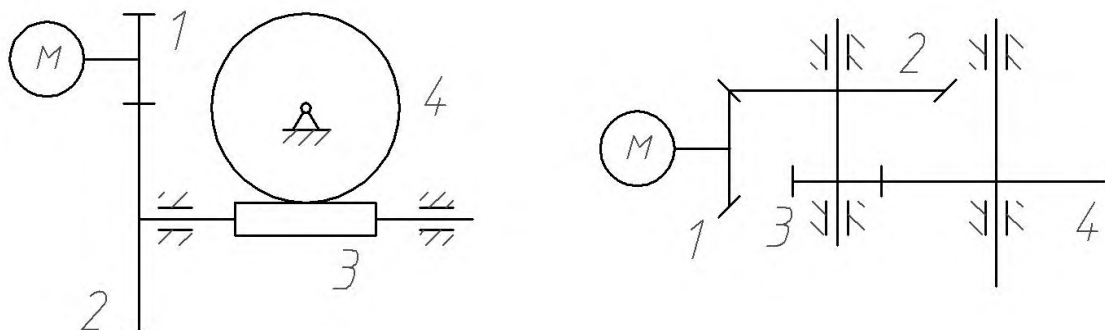
СОДЕРЖАНИЕ

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.....	3
ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В ОПОРАХ	9
ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ.....	11
РАСЧЕТ СТЕРЖНЕЙ НА ИЗГИБ.....	15
РАСЧЕТ НА КРУЧЕНИЕ, СМЯТИЕ, СРЕЗ.....	19
РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРДАЧ	22
РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ И УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ВАЛОВ	27
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОР	31
РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ И ШТИФТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	35
ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ.....	37
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	38

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Пример 1

Задание. Сделать кинематический и силовой расчет двух приводов, структурные схемы которых изображены на рис.



- необходимая частота вращения вала на выходе для схемы №1 $n_{\text{ВЫХ}} = 16 \text{ об/мин}$, для схемы №2 – $n_{\text{ВЫХ}} = 120 \text{ об/мин}$;
- мощность двигателя $P_{\text{ДВ}} = 13 \text{ Вт}$;
- номинальный крутящий момент на валу двигателя $T_{\text{ДВ}} = 34,3 \text{ Нмм}$;
- частота вращения вала двигателя $n_{\text{ДВ}} = 3600 \text{ об/мин}$;

Решение

Схема №1

1. Определение передаточного числа мотор-редуктора.

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}}.$$

По заданию на входе мотор-редуктора частота вращения вала двигателя $n_{\text{ДВ}} = 3600 \text{ об/мин}$, а на выходе $n_{\text{ВЫХ}} = 16 \text{ об/мин}$, поэтому

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{3600}{16} = 225.$$

2. Разбивка передаточного числа по ступеням

Передаточное число редуктора есть произведение передаточных чисел каждой ступени редуктора.

$$u_{\text{ред}} = \prod_{i=1}^n u_i.$$

Так как в редукторе две ступени, имеем формулу

$$u_{\text{ред}} = u_{12} u_{34},$$

где u_{12} – передаточное число первой ступени, u_{34} – передаточное число второй ступени.

Зададимся передаточным числом первой ступени в пределах от 1 до 10, т.к. первая ступень – прямозубая цилиндрическая передача.

$$u_{12} = 5.$$

Тогда

$$u_{34} = \frac{u_{ред}}{u_{12}} = \frac{225}{5} = 45.$$

Такое передаточное число входит в диапазон передаточных чисел червячной передачи – от 8 до 80.

3. Определение мощности привода на выходном валу

Мощность на выходном валу в ваттах определяется по зависимости:

$$P_{вых} = T_{вых} \omega_{вых} \eta_{ред},$$

где $T_{вых}$ – максимальный вращающий момент на выходном валу механизма, Нм; $\omega_{вых}$ – угловая скорость вращения выходного вала, рад/с; $\eta_{ред}$ – общий коэффициент полезного действия (КПД) редуктора.

Угловая скорость вращения выходного вала в рад/с определяется по формуле:

$$\omega_{вых} = \frac{\pi n_{вых}}{30},$$

где $n_{вых}$ – число оборотов на выходе редуктора, об/мин

$$\omega_{вых} = \frac{3,14 \cdot 16}{30} = 1,67 \text{ рад/с}.$$

Общий КПД редуктора находится как произведение КПД отдельных звеньев кинематической цепи. Так как потери на трение в редукторе происходят в подшипниках, зубчатом и червячном зацеплении, имеем формулу

$$\eta_{ред} = \eta_{зуб.ц} \eta_{чер} \eta_{подш}^2,$$

где $\eta_{зуб.ц} = 0,98$ – КПД зубчатого зацепления цилиндрической передачи,

$\eta_{подш} = 0,99$ – КПД пары подшипников, $\eta_{чер}$ – КПД червячного зацепления.

КПД червячного зацепления зависит от числа заходов червяка. Ориентировочно, если принять червяк двухзаходным, то согласно рекомендациям $\eta_{чер} = 0,75$.

$$\eta_{ред} = 0,98 \cdot 0,75 \cdot 0,99^2 = 0,72.$$

$T_{вых}$ – крутящий момент на выходе редуктора

$$T_{вых} = T_{дв} u_{ред}.$$

Тогда

$$T_{вых} = 34,3 \cdot 225 = 7717,5 \text{ Нмм} = 7,72 \text{ Нм}.$$

Таким образом, подставляя полученные значения, получаем ориентировочное значение мощности на выходе привода:

$$P_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}} \eta_{\text{ред}} = 7,72 \cdot 1,67 \cdot 0,72 = 9,28 \text{ Вт}.$$

4. Определение оборотов и угловых скоростей на валах редуктора
Обороты на входном валу

$$n_1 = n_{\text{ДВ}} = 3600 \text{ об/мин}.$$

Обороты на втором валу

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{3600}{5} = 720 \text{ об/мин}.$$

Обороты на выходном валу

$$n_3 = n_{\text{ВЫХ}} = 16 \text{ об/мин}.$$

Угловая скорость на входном валу

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 3600}{30} = 376,80 \text{ рад/с}.$$

Угловая скорость на втором валу

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{12}} = \frac{376,80}{5} = 75,36 \text{ рад/с}.$$

Угловая скорость на выходном валу

$$\omega_3 = \omega_{\text{ВЫХ}} = 1,67 \text{ рад/с}.$$

5. Определение чисел зубьев колес, шестерен и заходов червяка.

Примем число зубьев шестерни прямозубой цилиндрической передачи с учетом отсутствия подрезания не менее 17 – $z_1 = 20$.

Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = u_{12} z_1 = 5 \cdot 20 = 100.$$

Число заходов червяка согласно принятому ранее $z_3 = 2$.

Тогда число зубьев червячного колеса

$$z_4 = u_{34} z_3 = 45 \cdot 2 = 90.$$

6. Определение крутящих моментов на валах без учета потерь

Крутящий момент на входном валу

$$T_1 = T_{\text{ДВ}} = 34,3 \text{ Нмм}.$$

Крутящий момент на втором валу

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12} = 34,3 \cdot 5 = 171,5 \text{ Нмм}.$$

Крутящий момент на выходном валу

$$T_3 = T_{\text{ВЫХ}} = 7717,5 \text{ Нмм}.$$

Схема №2

1. Определение передаточного числа мотор-редуктора.

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}}.$$

По заданию на входе мотор-редуктора частота вращения вала двигателя $n_{\text{дв}} = 3600$ об/мин, а на выходе $n_{\text{вых}} = 120$ об/мин, поэтому

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{3600}{120} = 30.$$

2. Разбивка передаточного числа по ступеням

Передаточное число редуктора есть произведение передаточных чисел каждой ступени редуктора.

$$u_{\text{ред}} = \prod_{i=1}^n u_i.$$

Так как в редукторе две ступени, имеем формулу

$$u_{\text{ред}} = u_{12} u_{34},$$

где u_{12} – передаточное число первой ступени, u_{34} – передаточное число второй ступени.

Зададимся передаточным числом первой ступени в пределах от 1 до 6, т.к. первая ступень – прямозубая коническая передача.

$$u_{12} = 5.$$

Тогда

$$u_{34} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{12}} = \frac{30}{5} = 6.$$

Такое передаточное число входит в диапазон передаточных чисел прямозубой конической передачи – от 1 до 6.

3. Определение мощности привода на выходном валу

Мощность на выходном валу в ваттах определяется по зависимости:

$$P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \omega_{\text{вых}} \eta_{\text{ред}},$$

где $T_{\text{вых}}$ – максимальный вращающий момент на выходном валу механизма, Нм; $\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость вращения выходного вала, рад/с; $\eta_{\text{ред}}$ – общий коэффициент полезного действия (КПД) редуктора.

Угловая скорость вращения выходного вала в рад/с определяется по формуле:

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{\pi n_{\text{вых}}}{30},$$

где $n_{\text{вых}}$ – число оборотов на выходе редуктора, об/мин

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,56 \text{ рад/с}.$$

Общий КПД редуктора находится как произведение КПД отдельных звеньев кинематической цепи. Так как потери на трение в редукторе происходят в подшипниках и зубчатом, имеем формулу

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{зуб.к}} \eta_{\text{зуб.ц}} \eta_{\text{подш}}^2,$$

где $\eta_{\text{зуб.к}} = 0,92$ – КПД зубчатого зацепления конической передачи,

$\eta_{\text{зуб.ц}} = 0,98$ – КПД зубчатого зацепления цилиндрической передачи, $\eta_{\text{подш}} = 0,99$ – КПД пары подшипников,

$$\eta_{\text{ред}} = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,88.$$

$T_{\text{вых}}$ – крутящий момент на выходе редуктора

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{дв}} u_{\text{ред}}.$$

Тогда

$$T_{\text{вых}} = 34,3 \cdot 30 = 1029 \text{ Нмм} = 1,03 \text{ Нм}.$$

Таким образом, подставляя полученные значения, получаем ориентировочное значение мощности на выходе привода:

$$P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \omega_{\text{вых}} \eta_{\text{ред}} = 1,03 \cdot 12,56 \cdot 0,88 = 11,38 \text{ Вт}.$$

4. Определение оборотов и угловых скоростей на валах редуктора

Обороты на входном валу

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 3600 \text{ об/мин}.$$

Обороты на втором валу

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{3600}{5} = 720 \text{ об/мин}.$$

Обороты на выходном валу

$$n_3 = n_{\text{вых}} = 120 \text{ об/мин}.$$

Угловая скорость на входном валу

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 3600}{30} = 376,80 \text{ рад/с}.$$

Угловая скорость на втором валу

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{12}} = \frac{376,80}{5} = 75,36 \text{ рад/с}.$$

Угловая скорость на выходном валу

$$\omega_3 = \omega_{\text{вых}} = 12,56 \text{ рад/с}.$$

5. Определение чисел зубьев колес и шестерен.

Примем число зубьев шестерни прямозубой конической передачи с учетом отсутствия подрезания не менее 19 – $z_1 = 20$.

Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = u_{12} z_1 = 5 \cdot 20 = 100.$$

Примем число зубьев шестерни прямозубой передачи с учетом отсутствия подрезания не менее $17 - z_3 = 19$.

Тогда число зубьев цилиндрического колеса

$$z_4 = u_{34} z_3 = 6 \cdot 19 = 114.$$

6. Определение крутящих моментов на валах без учета потерь

Крутящий момент на входном валу

$$T_1 = T_{\text{дв}} = 34,3 \text{ Нмм}.$$

Крутящий момент на втором валу

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12} = 34,3 \cdot 5 = 171,5 \text{ Нмм}.$$

Крутящий момент на выходном валу

$$T_3 = T_{\text{вых}} = 1029 \text{ Нмм}.$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В ОПОРАХ

Пример 2

Определить реакции в опорах вала, показанного на рис. 1. Вал нагружен силами, действующими в зацеплении выходной передачи: радиальной – $F_{r34} = 16\text{ Н}$ и окружной – $F_{t34} = 45\text{ Н}$. $l_1 = l_3 = 27\text{ мм}$, $l_2 = 18\text{ мм}$.

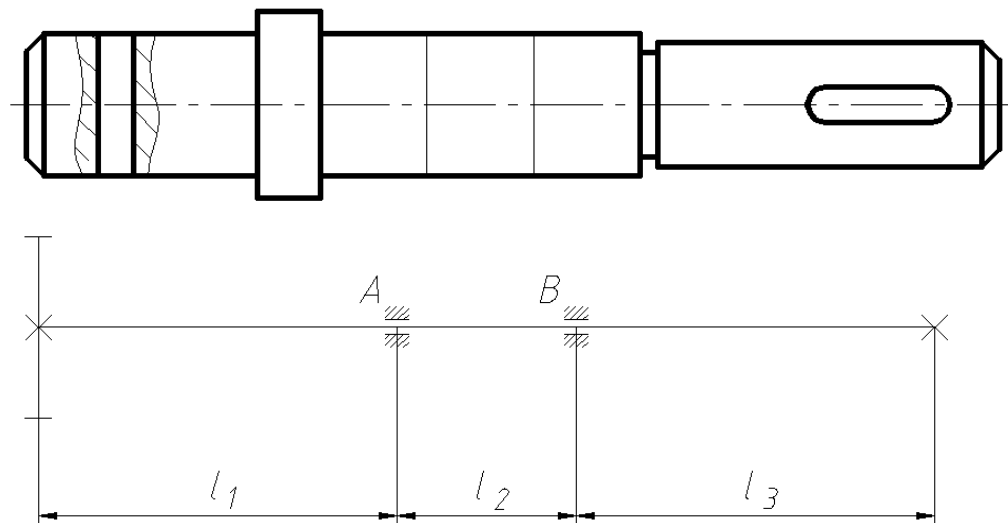


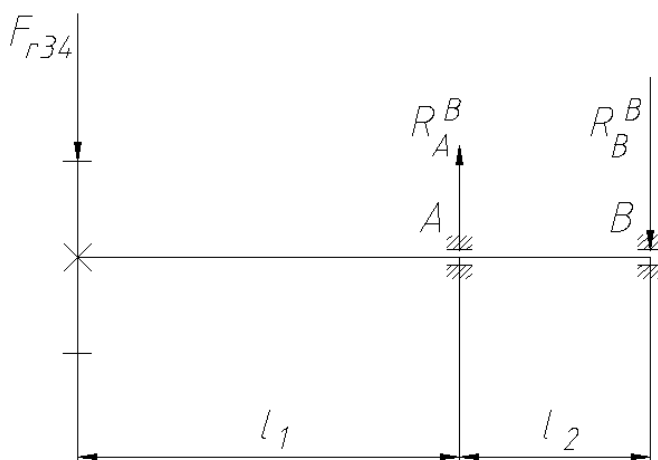
Рис. 1

Решение

Построим расчётные схемы в вертикальных и горизонтальных плоскостях входного вала и определим реакции в опорах A и B.

Вертикальная плоскость.

Направление реакций задаётся произвольно.



Для нахождения реакций в опорах необходимо записать уравнения равновесия для моментов с учетом правила знаков.

$$\sum M_A = 0, \sum M_B = 0$$

$$F_{r34}l_1 - R_B^B l_2 = 0,$$

$$F_{r34}(l_1 + l_2) - R_A^B l_2 = 0.$$

Тогда из уравнения равновесия

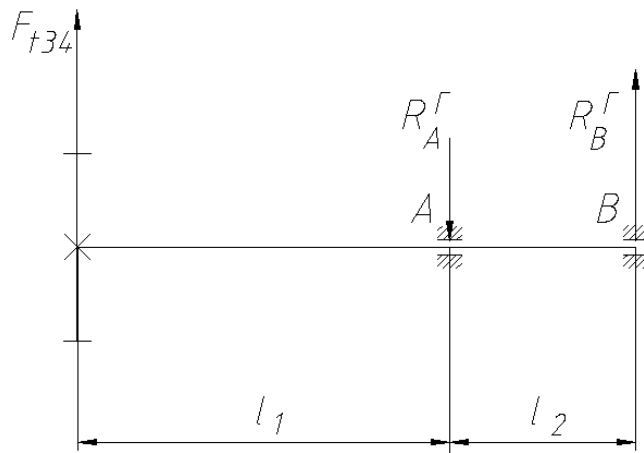
$$R_B^B = \frac{F_{r34}l_1}{l_2},$$

$$R_A^B = \frac{F_{r34}(l_1 + l_2)}{l_2}.$$

Проверка

$$R_B^B + F_{r34} = R_A^B.$$

Аналогично для горизонтальной плоскости.



$$\sum M_A = 0, \sum M_B = 0$$

$$R_B^\Gamma = \frac{F_{t34}l_1}{l_2},$$

$$R_A^\Gamma = \frac{F_{t34}(l_1 + l_2)}{l_2}.$$

Проверка

$$R_B^\Gamma + F_{t34} = R_A^\Gamma.$$

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ

Пример 3

Построить эпюры изгибающих и крутящего моментов для выходного вала (рис. 1), который испытывает изгиб под действием силы $F_{n34} = 16,6 Н$, приложенной на колесе и кручение под действием крутящего момента $T_3 = 490 Нмм$, приложенного на конце вала.

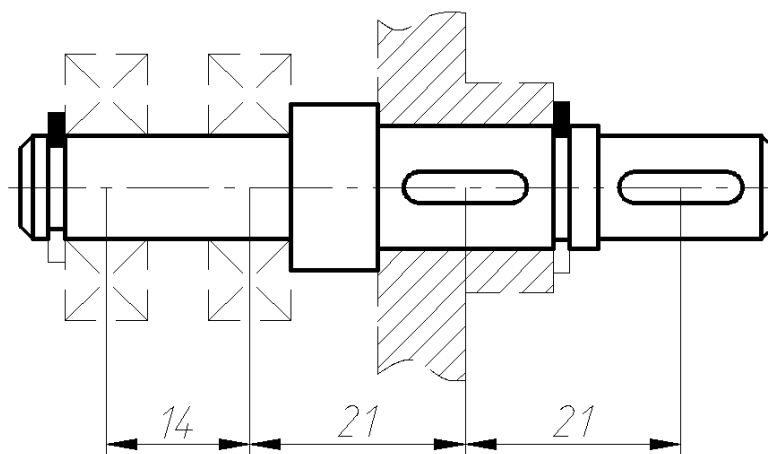


Рис. 1. Выходной вал

Решение. Построим расчётную схему и определим реакции в опорах A и B . Т. к. на выходной вал действует только одна сила F_{n34} , то нет необходимости раскладывать эту силу на две проекции в горизонтальной и вертикальной плоскости.

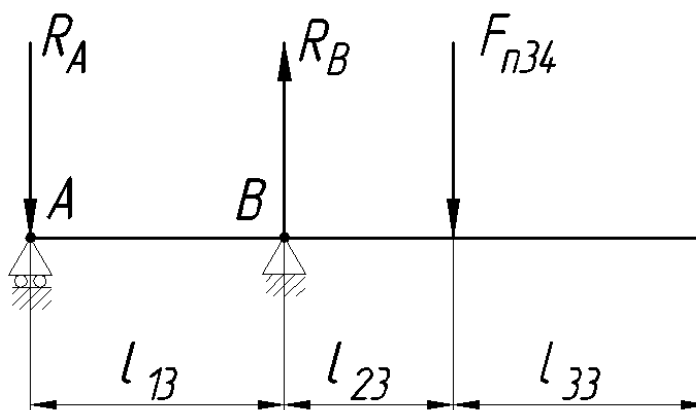


Рис. 2. Расчетная схема

Согласно расчетной схеме можно составить уравнения равновесия и найти реакции в опорах.

$$\sum M_A = 0,$$

$$R_B l_{13} - F_{n34} (l_{13} + l_{23}) = 0.$$

$$\sum M_B = 0,$$

$$R_A l_{13} - F_{n34} l_{23} = 0.$$

Здесь

$$F_{n34} = \sqrt{(F_{r34})^2 + (F_{t34})^2} = \sqrt{5,68^2 + 15,6^2} = 16,6 \text{ Н}$$

Тогда

$$R_A = \frac{F_{n34} l_{23}}{l_{13}} = \frac{16,6 \cdot 21}{14} = 24,9 \text{ Н},$$

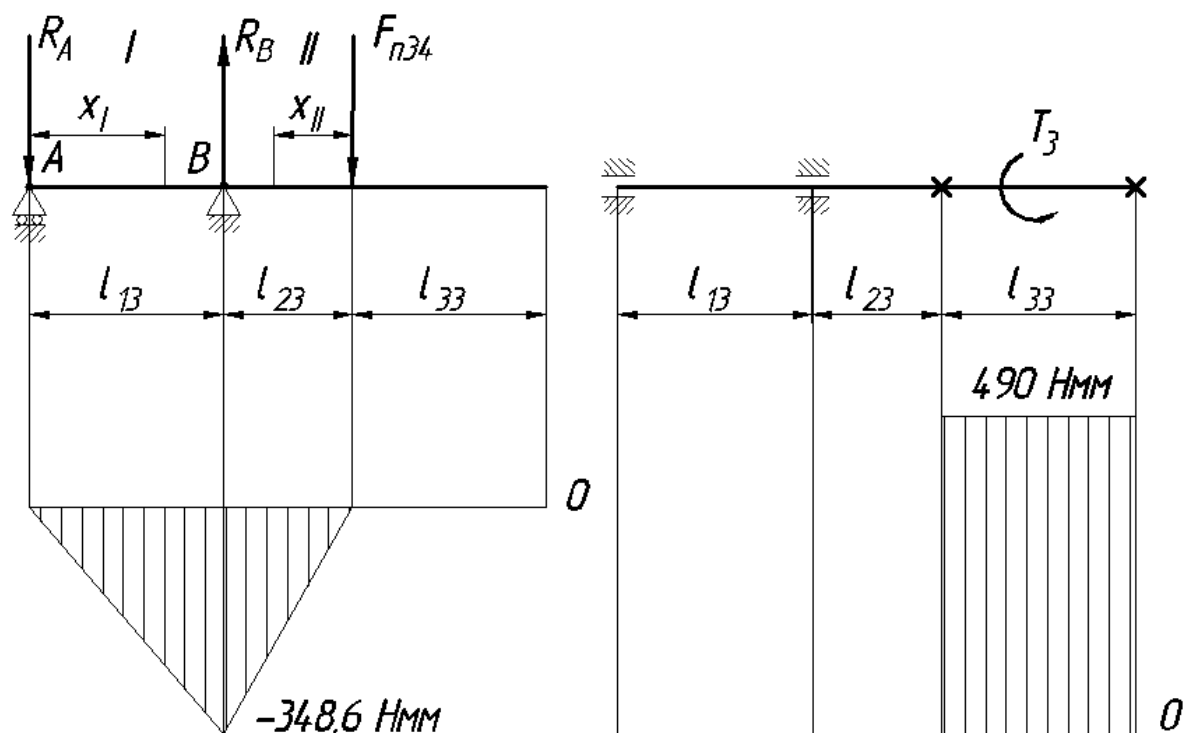
$$R_B = \frac{F_{n34} (l_{13} + l_{23})}{l_{13}} = \frac{16,6 \cdot 35}{14} = 41,5 \text{ Н}.$$

Выполним проверку

$$R_A + F_{n34} = R_B,$$

$$24,9 + 16,6 = 41,5$$

Построим эпюру крутящего момента, а также для нахождения максимального изгибающего момента построим эпюры изгибающего момента, разбив вал на участки и записав аналитические выражения для моментов на этих участках.



Методом сечения рассекаем вал на первом участке на две части, отбрасываем левую часть и с учетом правила знаков записываем выражение для изгибающего момента в сечении на первом участке. Изгибающий момент в сечении оставшейся части вала зависит от расстояния x_1 между точкой приложения силы создающей момент и точкой сечения.

I участок $0 \leq x_I \leq l_{13}$

$$M_u(x_I) = -R_A x_I,$$

$$M_u(0) = 0,$$

$$M_u(l_{13}) = -R_A l_{13} = -24,9 \cdot 14 = -348,6 \text{ Нмм}.$$

Затем рассекаем вал на две части на втором участке, отбрасываем левую часть и записываем выражение для изгибающего момента в сечении на втором участке. Изгибающий момент в сечении оставшейся части вала зависит от расстояния x_2 между точкой приложения силы создающей момент и точкой сечения.

II участок $0 \leq x_{II} \leq l_{32}$

$$M_u(x_{II}) = -F_{п34} x_{II},$$

$$M_u(0) = 0,$$

$$M_u(l_{23}) = -F_{n34}l_{23} = -16,6 \cdot 21 = -348,6 \text{ Нмм}.$$

Как видно из эпюры суммарного изгибающего момента опасное сечение проходит в опоре *B*.

РАСЧЕТ СТЕРЖНЕЙ НА ИЗГИБ

Пример 4

Задание. На выходной вал редуктора (рис. 1) действует со стороны зубчатого зацепления сила $F_{n56} = 60\text{Н}$, которая нагружает вал изгибающим моментом M и перерезывающей силой Q .

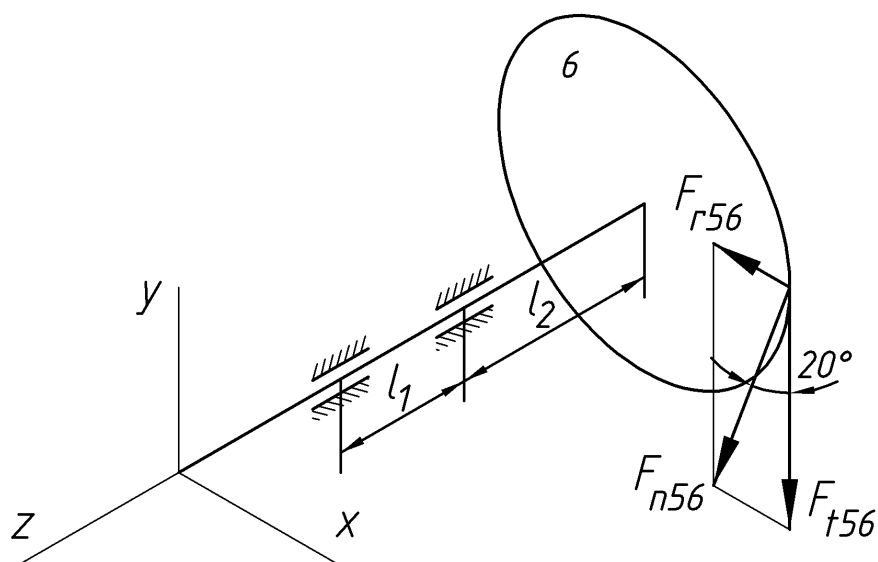


Рис. 1. Схема нагружения выходного вала в пространстве

Принять $l_1 = 12\text{мм}$ $l_2 = 18\text{мм}$, $d = 6\text{мм}$ – диаметр вала. Построить эпюры перерезывающей силы и изгибающего момента на валу. Сделать проверку вала на прочность при изгибе. Материал вала сталь 20 $\sigma_T = 250\text{МПа}$

Решение.

Построим расчетную схему выходного вала (рис. 2) с указанием опорных реакций. Делим вал на два участка. За участок принимаем отрезок вала между точками приложения активных и реактивных сил. Далее находим численные значения реакций опор. Для этого составляем уравнения равновесия для моментов.

$$\sum M_A = 0,$$
$$R_B l_1 - F_{n56} (l_1 + l_2) = 0,$$

$$R_B = \frac{F_{n56}(l_1 + l_2)}{l_1} = \frac{60(12+18)}{12} = 150\text{Н},$$

$$\sum M_B = 0,$$

$$R_A l_1 - F_{n56} l_2 = 0,$$

$$R_A = \frac{F_{n56} l_2}{l_1} = \frac{60 \cdot 18}{12} = 90\text{Н}.$$

Сделаем проверку. Сумма всех сил должна быть равна нулю.

$$R_B - R_A - F_{n56} = 150 - 90 - 60 = 0.$$

Построим эпюру перерезывающей силы. Методом сечения рассекаем вал на первом участке на две части, отбрасываем левую часть и с учетом правила знаков записываем выражение для внутренней силы в сечении на первом участке.

$$Q_I = F_{n56},$$

$$Q_I = 60\text{Н}.$$

Затем рассекаем вал на две части на втором участке, отбрасываем левую часть и записываем выражение для внутренней силы в сечении на втором участке.

$$Q_{II} = F_{n56} - R_B,$$

$$Q_{II} = 60 - 150 = -90\text{Н}.$$

Строим эпюру согласно полученным значениям (рис. 2).

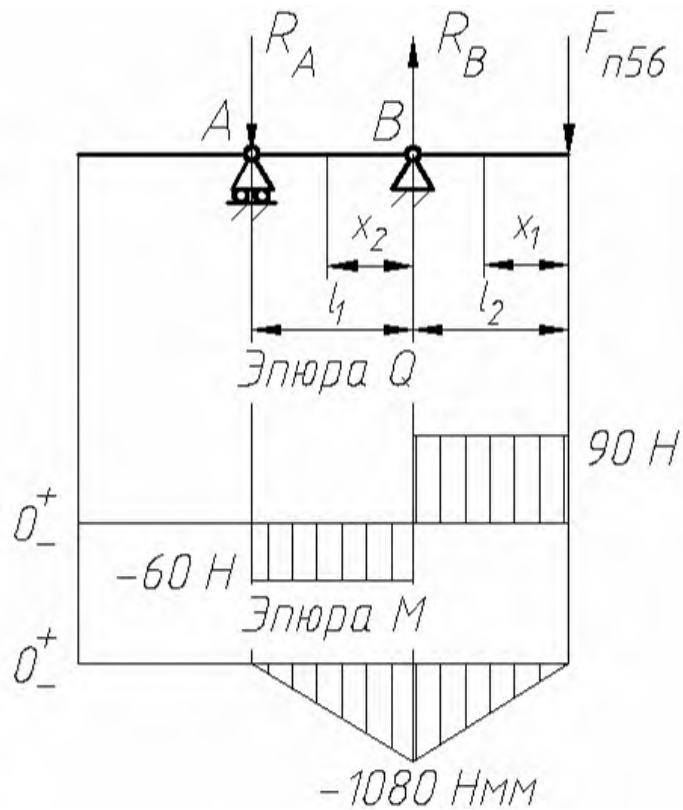


Рис. 2. Расчетная схема и эпюры поперезывающей силы и изгибающего момента

Построим эпюру изгибающего момента. Методом сечения рассекаем вал на первом участке на две части, отбрасываем левую часть и с учетом правила знаков записываем выражение для изгибающего момента в сечении на первом участке. Изгибающий момент в сечении оставшейся части вала зависит от расстояния x_1 между точкой приложения силы создающей момент и точкой сечения.

$$M_I = -F_{п56} x_1 \quad (0 \leq x_1 \leq l_2),$$

$$M_I = 0 \quad (x_1 = 0),$$

$$M_I = -60 \cdot 18 = -1080 \text{ Нмм} \quad (x_1 = l_2).$$

Затем рассекаем вал на две части на втором участке, отбрасываем левую часть и записываем выражение для изгибающего момента в сечении на втором участке. Изгибающий момент в сечении оставшейся части вала зависит от расстояния x_2 между точкой приложения силы создающей момент и точкой сечения.

$$M_{II} = -F_{n56}(l_2 + x_2) + R_B x_2 \quad (0 \leq x_2 \leq l_1),$$

$$M_{II} = -60 \cdot 18 = -1080 \text{ Нм} \quad (x_2 = 0),$$

$$M_{II} = -60(18 + 12) + 150 \cdot 12 = 0 \quad (x_2 = l_1).$$

Строим эпюру согласно полученным значениям (рис. 4.2). Из эпюры видно, что опасное (наиболее нагруженное) сечение проходит через опору В.

Должно выполняться условие прочности

$$\sigma_{\text{и max}} \leq [\sigma_{\text{и}}].$$

Так как сталь 20 пластичный материал и ведет себя одинаково при растяжении и сжатии, то $[\sigma_{\text{и}}] = \sigma_{\text{T}} = 250 \text{ МПа}$.

Максимальное нормальное напряжение в детали при изгибе

$$\sigma_{\text{и max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{ос}}} = \frac{M_{\text{max}}}{0,1d^3},$$

$W_{\text{ос}}$ – осевой момент сопротивления сечения (круглого сечения в данном случае).

$$\sigma_{\text{и max}} = \frac{M_{\text{max}}}{0,1d^3} = \frac{1080}{0,1 \cdot 6^3} = 50 \text{ МПа}.$$

$$50 \text{ МПа} < 250 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\text{и max}} < [\sigma_{\text{и}}].$$

Условие прочности выполняется.

РАСЧЕТ НА КРУЧЕНИЕ, СМЯТИЕ, СРЕЗ

Пример 5

Задание 1. На вал редуктора действуют две окружные силы со стороны зубчатого зацепления $F_{t12} = 20\text{Н}$ и F_{t34} (рис. 1), которые нагружают вал крутящим моментом T .

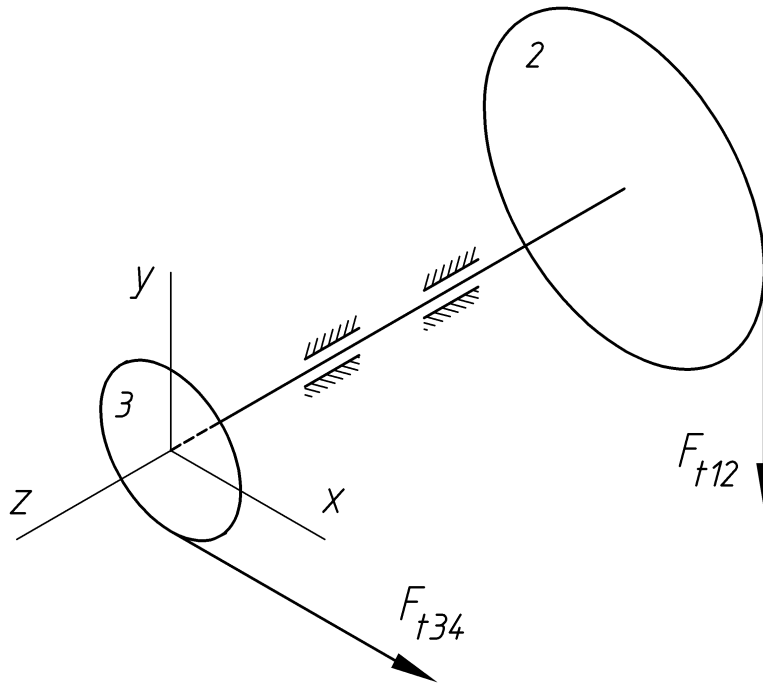


Рис. 1. Схема нагружения вала в пространстве

Материал вала сталь со значением предела прочности при кручении $[\tau_{кр}] = 10\text{МПа}$. Построить эпюру крутящего момента и сделать проектировочный расчет вала, предположив, что в сечении вала действует только крутящий момент. Диаметр колеса $d_2 = 50\text{мм}$.

Решение. Построим расчетную схему вала (рис. 2). Методом сечения рассекаем вал на две части, отбрасываем левую часть и с учетом правила знаков записываем выражение для внутреннего момента в сечении.

$$T = F_{t12} \frac{d_2}{2},$$
$$T = 20 \frac{50}{2} = 500\text{Нмм}.$$

Строим эпюру (рис. 5.2).

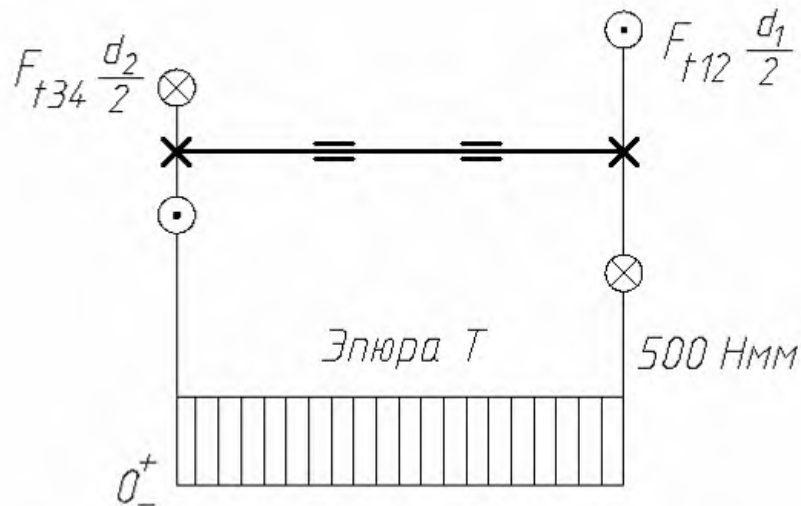


Рис. 5.2. Расчетная схема и эпюра крутящего момента
 Далее найдем d – диаметр вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{500}{0,2 \cdot 10}} = 6,3 \text{ мм.}$$

Исходя из конструктивных соображений (учтя, что вал будет находиться в подшипниках), увеличим полученное значение до целого числа, окончательно приняв $d = 7 \text{ мм}$.

Задание 2. На шпонку размерами $b \times h \times l$ ($2 \times 2 \times 6$, мм) со стороны ступицы зубчатого колеса редуктора действует сила $F = \frac{2T}{d}$, которая пытается провернуть колесо на валу редуктора, вызывая смятие на боковых поверхностях шпонки и внутреннюю перерезывающую силу Q в сечении шпонки $A-A$ (рис. 5.3). Крутящий момент $T = 500 \text{ Нмм}$, диаметр $d = 6 \text{ мм}$, размер $k \approx h - t_1$, $t_1 = 1,2 \text{ мм}$.

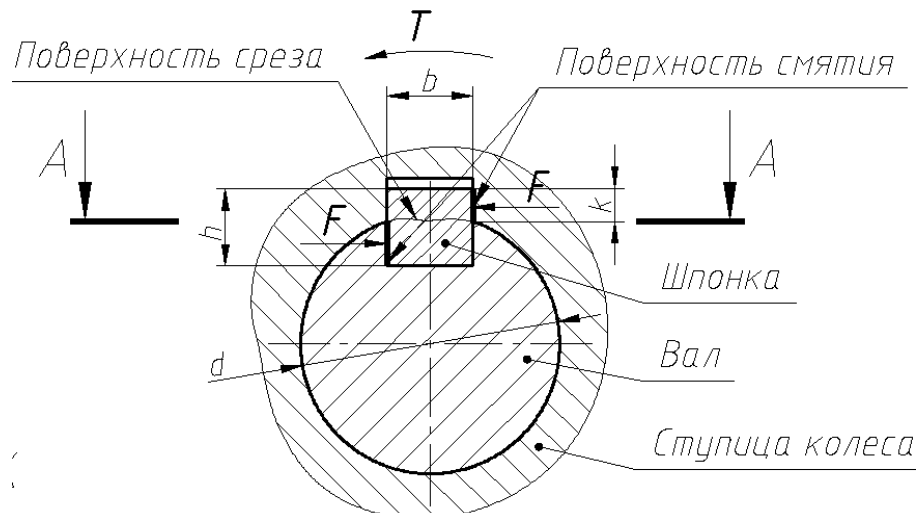


Рис. 5.3. Схема нагружения шпонки

Сделать проверочный расчет шпонки на смятие и срез. Материал шпонки сталь 30, $\sigma_B = 510 \text{ МПа}$.

Решение. При смятии должно выполняться условие прочности

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ – предел прочности при смятии $[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_B$, $\sigma_{\text{см}}$ – нормальное напряжение в детали при смятии

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{S_{\text{см}}} = \frac{2T}{dlk} = \frac{2T}{dl(h-t_1)},$$

$S_{\text{см}}$ – площадь поверхности смятия.

Подставляя исходные данные, находим

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{см}} &= \frac{2 \cdot 500}{6 \cdot 6 \cdot (2 - 1,2)} = 34,7 \text{ МПа}, \\ [\sigma_{\text{см}}] &= 0,8 \cdot 510 = 408 \text{ МПа}, \\ 34,7 \text{ МПа} &< 408 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Условие прочности на смятие выполняется.

При срезе должно выполняться условие прочности

$$\tau_{\text{ср}} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где $[\tau_{\text{ср}}]$ – предел прочности при срезе $[\tau_{\text{ср}}] = 0,3\sigma_B$, $\tau_{\text{ср}}$ – касательное напряжение в детали при срезе

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{S_{\text{ср}}} = \frac{F}{S_{\text{ср}}} = \frac{2T}{dbl},$$

$S_{\text{ср}}$ – площадь срезаемого сечения (прямоугольного сечения в данном случае).

Подставляя исходные данные, находим

$$\begin{aligned}\tau_{\text{ср}} &= \frac{2 \cdot 500}{6 \cdot 2 \cdot 6} = 13,9 \text{ МПа}, \\ [\tau_{\text{ср}}] &= 0,3 \cdot 510 = 153 \text{ МПа}, \\ 13,9 \text{ МПа} &< 153 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Условие прочности на срез выполняется.

РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРДАЧ

Пример 6

Задание. Рассчитать на прочность прямозубую двухступенчатую цилиндрическую передачу механизма прибора. Первую ступень исходя из условия обеспечения прочности зубьев по контактным напряжениям. Вторую ступень исходя из условия прочности зубьев при изгибе. Первая ступень внешнего зацепления, вторая – внутреннего. Определить геометрические параметры колес и шестерен передачи.

Исходные данные:

- крутящий момент на входном валу $T_1 = 20 \text{ Нм}$;
- передаточное число $u_{12} = 4$, $u_{34} = 6$;
- число зубьев шестерни $z_1 = z_3 = 21$;
- передача выполнена без смещения;

Справочные данные:

Механические свойства некоторых материалов

Материал	ГОСТ	НВ	E, МПа	σ_B , МПа	σ_T , МПа
Ст3	1050-88	110 ...130	200000	390 ...420	200 ...250
Ст5	1050-88	130 ...140	200000	430 ...450	210 ...220
10	1050-88	140 ...150	190000	360 ...450	220 ...230
15	1050-88	160 ...180	200000	400 ...490	240 ...250
20	1050-88	160 ...180	200000	440 ...550	260 ...270
30	1050-88	170 ...190	200000	510 ...620	350 ...360
40	1050-88	170 ...200	200000	600 ...720	360 ...370
50	1050-88	200 ...220	200000	690 ...800	360 ...380
60	1050-88	210 ...250	200000	730 ...850	420
15X	4543-74	210 ...230	200000	700 ...750	550 ...570
20X	4543-74	220 ...250	200000	740 ...760	580 ...600
40X	4543-74	235 ...262	200000	1000	800

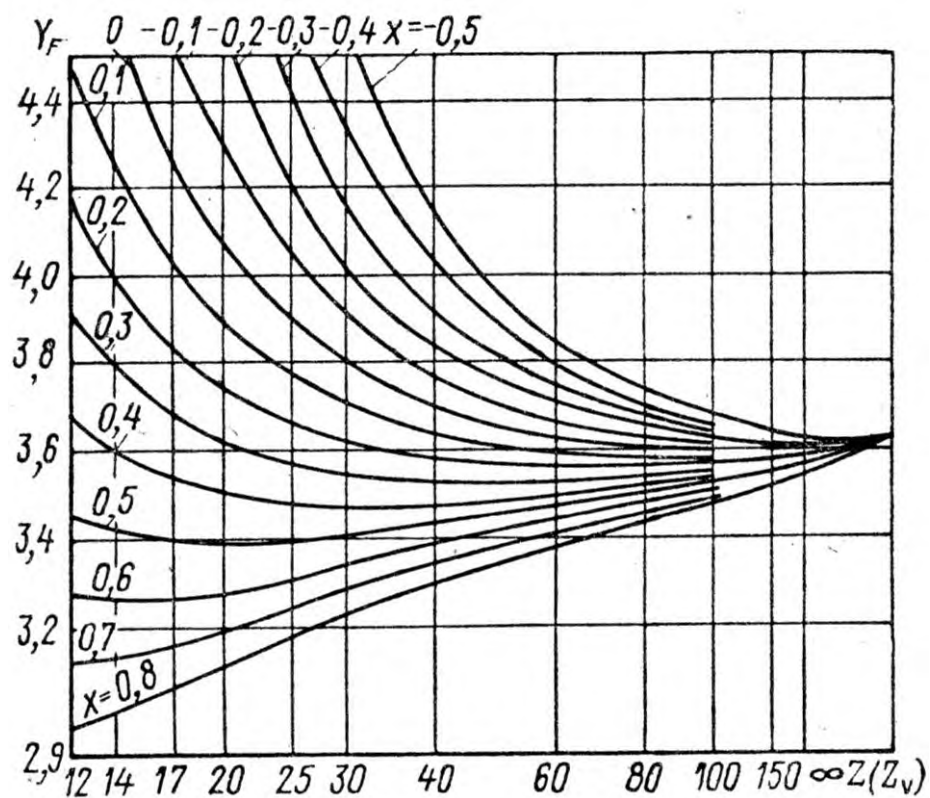


Рис. 1. График для определения коэффициента Y_F колес с внешними зубьями: x – коэффициент смещения исходного контура; z_v – эквивалентное число зубьев.

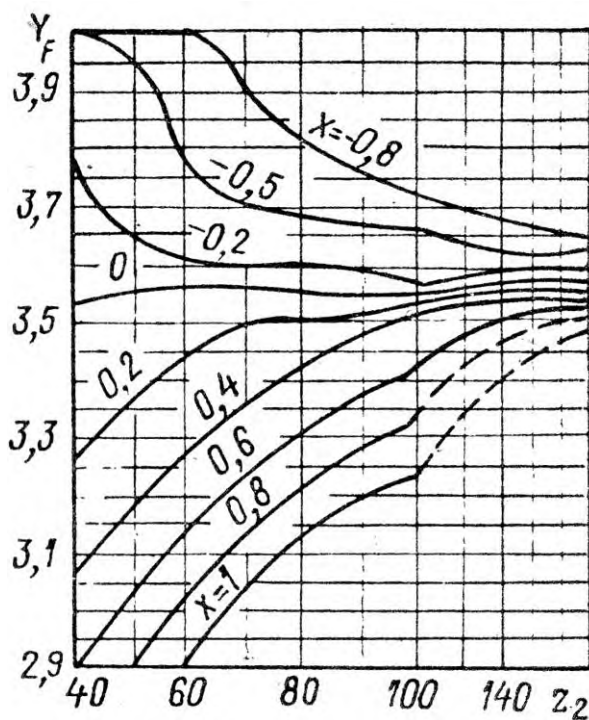


Рис. 2. График для определения коэффициента Y_F колес с внутренними зубьями нарезаемые долбяком с числом зубьев $z_0 = 20$: x – коэффициент смещения исходного контура

Решение.

Проектный расчет 1 ступени

1. Назначают материал для зубчатых колес и записывают его механические характеристики (табл. 1).
2. Определяют ориентировочное значение межосевого расстояния a_w из расчета зубьев по контактным напряжениям:

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{u^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}}, \text{ мм}$$

знак “+” ставится при расчете внешнего зацепления, “-” при расчете внутреннего зацепления;

K_a – вспомогательный коэффициент (для прямозубых передач $K_a = 49,5$);

u – передаточное число;

T_2 – номинальный вращающий момент на колесе, Нмм ;

K_H – коэффициент, учитывающий дополнительные нагрузки.

$$K_H = 1,3$$

$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$ – коэффициент ширины венца зубчатого колеса относительно межосевого расстояния: (назначают по табл. 4);

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа . $\sigma_{HP} \approx 2HB$

3. Определяют расчетный модуль зацепления

$$m_p = \frac{2a_w}{z_2 \pm z_1}, \text{ мм}$$

4. Принимают стандартное значение модуля m по ГОСТ 9563-60

5. Определяют межосевое расстояние для стандартного модуля

$$a_w = \frac{z_2 \pm z_1}{2} m, \text{ мм}$$

6. Определяют ширину зуба

$$b_2 = \psi_{ba} a_w$$

$$b_1 = b_2 + 2m$$

Проверочный расчет 1 ступени

1. Проверяют выполнение условия прочности зубьев на изгиб колеса и шестерни:

$$\frac{F_t K_F Y_F}{bm} \leq \sigma_{FP}$$

σ_{FP} – допускаемое напряжение при изгибе, МПа . $\sigma_{FP} \approx HB$

Y_F – коэффициент формы зуба колеса и шестерни.

K_F – коэффициент, учитывающий дополнительные нагрузки.
 $K_F = 1,5$

2. Рассчитывают геометрические параметры колеса и шестерни:

$$\begin{aligned}d &= mz \\d_a &= d + 2m \\d_f &= d - 2,5m\end{aligned}$$

Проектный расчет 2 ступени

1. Назначают материал для зубчатых колес и записывают его механические характеристики (табл. 1).
2. Определяют ориентировочное значение модуля m из расчета зубьев на прочность при изгибе для колеса и для шестерни:

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2TK_F Y_F}{z \Psi_{bm} \sigma_{FP}}}, \text{ мм.}$$

$\Psi_{bm} = \frac{b}{m}$ – коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля

зависит от нагруженности передачи $\Psi_{bm} = 3 \div 16$

3. Выбирают из полученных значений большее и принимают стандартное значение модуля m по ГОСТ 9563-60
4. Определяют межосевое расстояние для стандартного модуля

$$a_w = \frac{z_2 \pm z_1}{2} m, \text{ мм}$$

6. Определяют ширину зуба

$$\begin{aligned}b_2 &= \Psi_{bm} m \\b_1 &= b_2 + 2m\end{aligned}$$

Проверочный расчет 2 ступени

1. Проверяют выполнение условия прочности зубьев по контактным напряжениям:

$$0,418 \sqrt{\frac{F_n K_H}{b_2} \frac{1}{\rho_{пр}} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}} \leq \sigma_{HP}$$

E_1 и E_2 – модули упругости материалов;

$\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны

$$\rho_{пр} = \frac{\rho_2 \rho_1}{\rho_2 \pm \rho_1},$$

2. Рассчитывают геометрические параметры колеса и шестерни:

$$\begin{aligned}d_1 &= mz \\d_{a1} &= d + 2m \\d_{f1} &= d - 2,5m\end{aligned}$$

$$d_2 = mz_2,$$

$$d_{a2} = d_2 - 2m + 15,2 \frac{m}{z_2},$$

$$d_{f2} = d_2 + 2h_f = d_2 + 2,5m.$$

РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ И УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ВАЛОВ

Пример 7

Задание. На рис. 1 изображена компоновка выходного узла червячной передачи. Сделать проверку выходного вала на статическую прочность от совместного действия изгиба и кручения и определить истинный запас прочности в опасных сечениях вала.

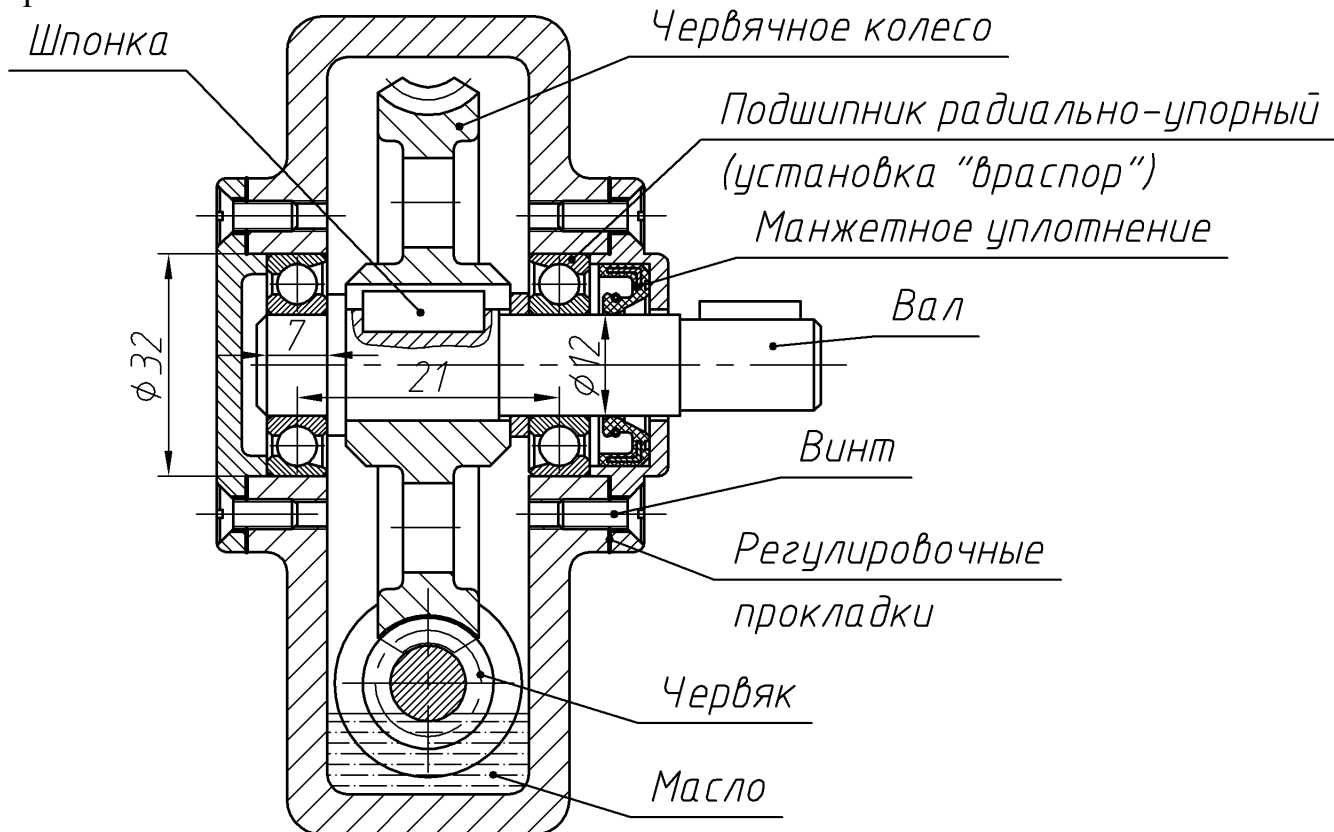


Рис. 1 Компоновка выходного узла червячной передачи

Известна окружная сила на червячном колесе $F_{t2} = 80\text{Н}$, радиальная сила $F_{r2} = 30\text{Н}$, осевая сила $F_{a2} = 28\text{Н}$, крутящий момент на валу колеса $T = 2080\text{Нмм}$. Делительный диаметр червячного колеса и червяка соответственно $d_2 = 52\text{мм}$ и $d_1 = 10\text{мм}$. Подшипник серии 6012 с параметрами $(d \times D \times B; \beta)$ $12 \times 32 \times 7\text{мм}; 12^0$. Червяк правый, относительно рисунка компоновки вращается по часовой стрелке. Предел прочности для материала вала $\sigma_s = 690\text{МПа}$.

Решение.

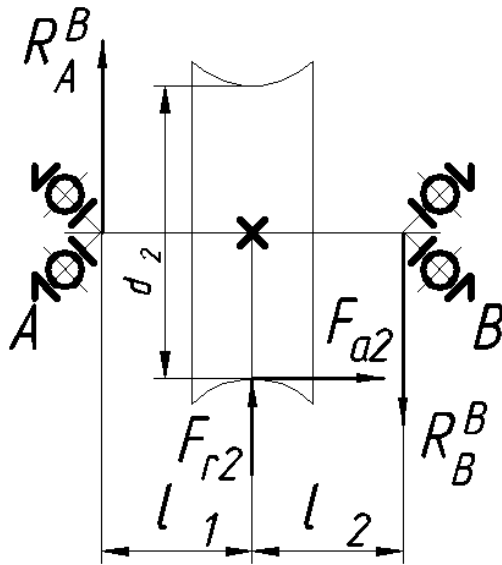
Радиальная реакция $F_{rП}$ – радиально-упорного подшипника приложена к валу в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта тела качения с наружным кольцом подшипника и осевой линии вала, т. е. на расстоянии a от торца кольца подшипника. При восприятии осевой нагрузки одним рядом тел качения для радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\text{tg}\beta] = 0,5[4 + 0,5(12 + 32)\text{tg}12^0] = 4,3\text{ мм} \approx 4\text{ мм};$$

Расстояния между точками приложения активных и реактивных сил в этом случае $l_1 = 10\text{ мм}$, $l_2 = 10\text{ мм}$.

Далее необходимо рассчитать реакции в опорах A и B . Для этого строим расчетные схемы в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Вертикальная плоскость:



$$\sum M_A = 0 \quad R_B^B = \frac{F_{r2}l_1 + F_{a2}d_2/2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_B^B = \frac{30 \cdot 10 + 28 \cdot 52/2}{(10 + 10)} = 51,4\text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

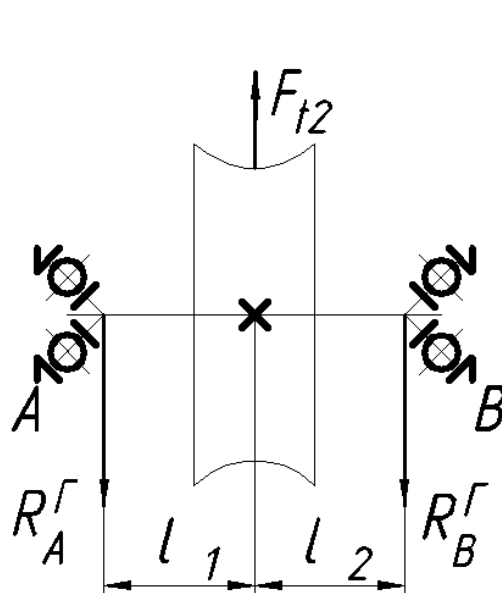
$$R_A^B = \frac{F_{a2}d_2/2 - F_{r2}l_2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_A^B = \frac{28 \cdot 52/2 - 30 \cdot 10}{(10 + 10)} = 21,4\text{ Н}$$

Проверка:

$$R_A^B + F_{r2} = R_B^B \quad 21,4 + 30 = 51,4$$

Горизонтальная плоскость:



$$\sum M_A = 0 \quad R_B^Gamma = \frac{F_{t2}l_1}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_B^Gamma = \frac{80 \cdot 10}{(10 + 10)} = 40\text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A^Gamma = \frac{F_{t2}l_2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_A^Gamma = \frac{80 \cdot 10}{(10 + 10)} = 40\text{ Н}$$

Проверка:

$$F_{t2} = R_A^Gamma + R_B^Gamma \quad 80 = 40 + 40$$

Суммарные радиальные реакции подшипников:

Для опоры A :

$$F_{rП1} = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^Г)^2} = \sqrt{21,4^2 + 40^2} \approx 45,4 \text{ Н}$$

Для опоры B :

$$F_{rП2} = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^Г)^2} = \sqrt{51,4^2 + 40^2} \approx 65,1 \text{ Н}$$

Далее сделаем проверку вала с учетом изгиба и кручения. Для этого необходимо построить эпюры крутящего и изгибающего моментов (определить $M_{u \max}^Г$, $M_{u \max}^B$, T).

Условие статической прочности

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma],$$

$$[\sigma] = 0,1\sigma_s,$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_{кр}^2} = \sqrt{\left(\frac{M_u}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_p}\right)^2},$$

$$M_u = \sqrt{(M_{u \max}^Г)^2 + (M_{u \max}^B)^2},$$

$$W_x = 0,1d^3, W_p = 0,2d^3$$

Вал в работе испытывает циклическое нагружение. При этом необходимо выполнение условия

$$n \geq [n],$$

где $[n]$ – рекомендуемы запас прочности.

$$[n] = 1,4 \div 4.$$

n – истинный запас прочности. При совместном действии касательных и нормальных напряжений истинный запас прочности определяется по формуле.

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

n_σ – истинный запас прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\xi_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, n_\sigma \geq [n],$$

n_τ – истинный запас прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\xi_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, n_\tau \geq [n].$$

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ОПОР

Пример 8

Задание. На рис. 1 изображена компоновка выходного узла червячной передачи. Сделать проверку на долговечность подшипников качения опор вала червячного колеса.

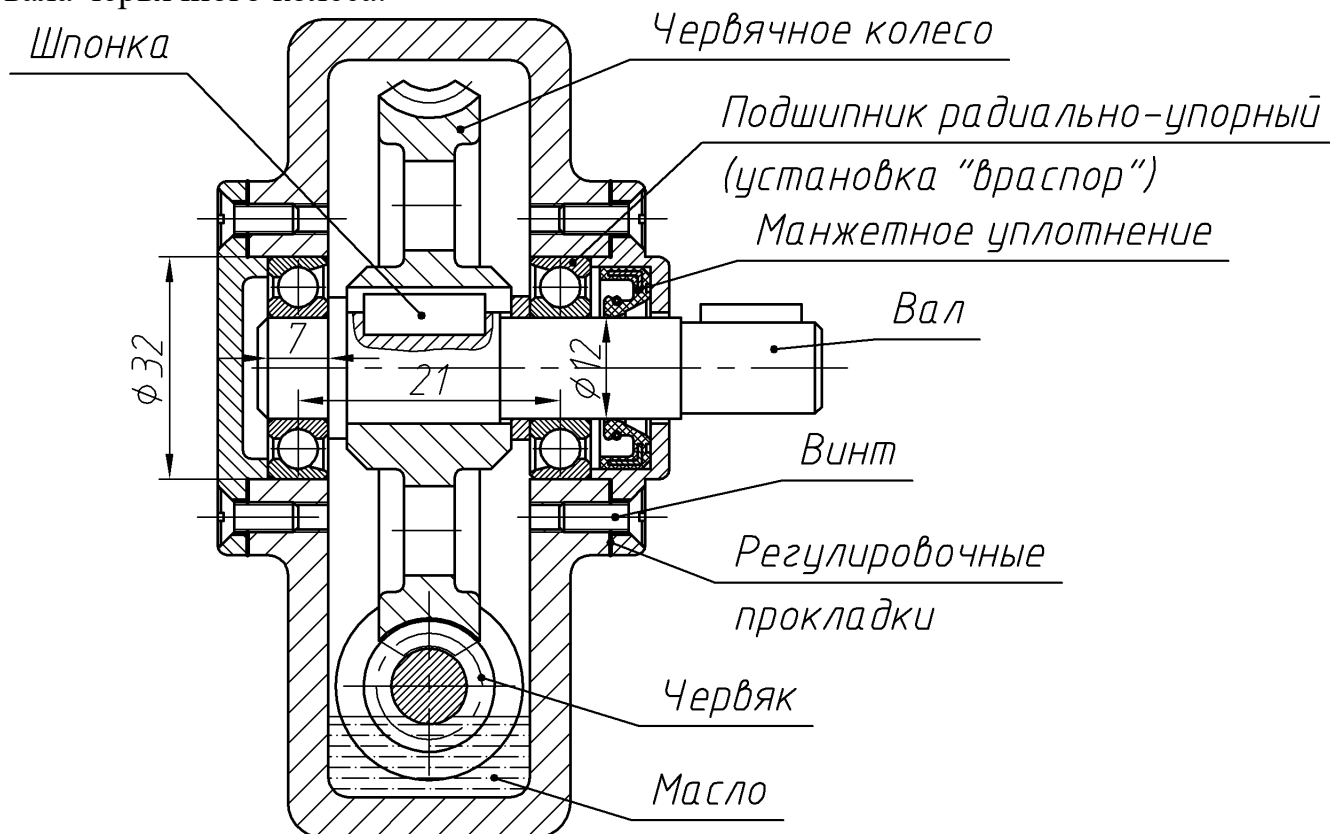


Рис. 1 Компоновка выходного узла червячной передачи

Известна окружная сила на червячном колесе $F_{t2} = 80\text{Н}$, радиальная сила $F_{r2} = 30\text{Н}$, осевая сила $F_{a2} = 28\text{Н}$, крутящий момент на валу колеса $T = 2080\text{Нмм}$, частота вращения вала колеса $n = 30\text{об/мин}$. Делительный диаметр червячного колеса и червяка соответственно $d_2 = 52\text{мм}$ и $d_1 = 10\text{мм}$. Длина нарезной части червяка $b_1 = 27\text{мм}$. Ширина венца червячного колеса $b_2 = 9,5\text{мм}$. Требуемая долговечность подшипника – $[L_h] \geq 20000\text{ч}$. Температура работы узла $t < 100^\circ\text{C}$. Условие работы передачи – умеренные толчки. Подшипник серии 6012 с параметрами $(d \times D \times B; C; C_0; \beta)$ $12 \times 32 \times 7\text{мм}; 5450\text{Н}; 2450\text{Н}; 12^\circ$. Червяк правый, относительно рисунка компоновки вращается по часовой стрелке.

Решение.

Радиальная реакция F_{rII} – радиально-упорного подшипника приложена к валу в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта тела качения с наружным кольцом подшипника и осевой линии вала, т. е. на расстоянии a от торца кольца подшипника. При восприятии

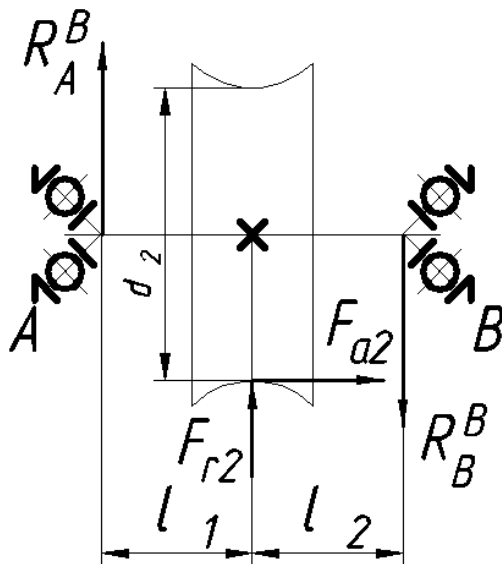
осевой нагрузки одним рядом тел качения для радиально-упорных шарикоподшипников

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\text{tg}\beta] = 0,5[4 + 0,5(12 + 32)\text{tg}12^0] = 4,3\text{ мм} \approx 4\text{ мм};$$

Расстояния между точками приложения активных и реактивных сил в этом случае $l_1 = 10\text{ мм}$, $l_2 = 10\text{ мм}$.

Далее необходимо рассчитать реакции в опорах A и B . Для этого строим расчетные схемы в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Вертикальная плоскость:



$$\sum M_A = 0 \quad R_B^B = \frac{F_{r2}l_1 + F_{a2}d_2/2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_B^B = \frac{30 \cdot 10 + 28 \cdot 52/2}{(10 + 10)} = 51,4\text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

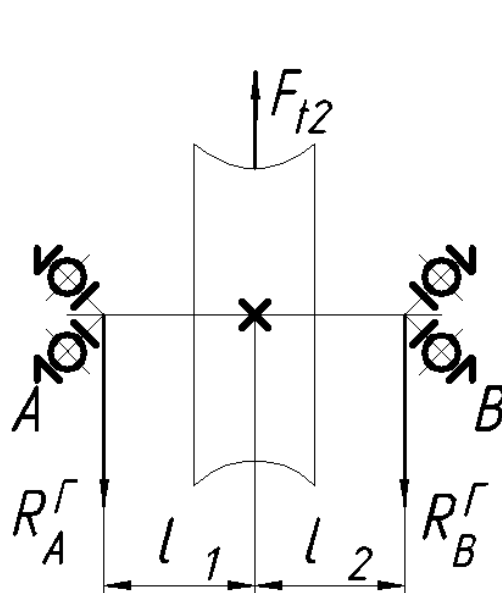
$$R_A^B = \frac{F_{a2}d_2/2 - F_{r2}l_2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_A^B = \frac{28 \cdot 52/2 - 30 \cdot 10}{(10 + 10)} = 21,4\text{ Н}$$

Проверка:

$$R_A^B + F_{r2} = R_B^B \quad 21,4 + 30 = 51,4$$

Горизонтальная плоскость:



$$\sum M_A = 0 \quad R_B^Gamma = \frac{F_{t2}l_1}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_B^Gamma = \frac{80 \cdot 10}{(10 + 10)} = 40\text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A^Gamma = \frac{F_{t2}l_2}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_A^Gamma = \frac{80 \cdot 10}{(10 + 10)} = 40\text{ Н}$$

Проверка:

$$F_{t2} = R_A^Gamma + R_B^Gamma \quad 80 = 40 + 40$$

Суммарные радиальные реакции подшипников:

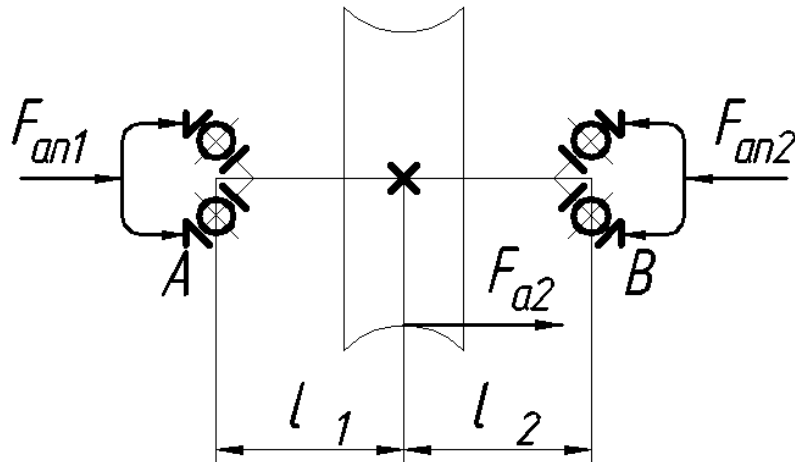
Для опоры A :

$$F_{r\Pi 1} = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^Gamma)^2} = \sqrt{21,4^2 + 40^2} \approx 45,4\text{ Н}$$

Для опоры B :

$$F_{r\Pi 2} = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^r)^2} = \sqrt{51,4^2 + 40^2} \approx 65,1\text{Н}$$

Теперь необходимо найти осевые реакции в опорах. Нарисуем расчетную схему.



Составим уравнение равновесия из расчетной схемы и введем дополнительные условия

$$\begin{aligned} \sum X &= 0 \\ F_{a2} + F_{a\Pi 1} - F_{a\Pi 2} &= 0 \\ F_{a\Pi 1} &\geq S_1 \text{ и } F_{a\Pi 2} \geq S_2 \end{aligned}$$

Далее чтобы найти неизвестные $F_{a\Pi 1}$ и $F_{a\Pi 2}$ задача решается методом попыток.

Пусть

$$F_{a\Pi 2} = S_2 = F_{r\Pi 2}e.$$

Параметр осевого нагружения e для данного подшипника по таблице

$$e = 0,631 \left(\frac{F_{a\Pi}}{C_0} \right)^{0,175}.$$

В первом приближении вместо неизвестной осевой нагрузки на подшипник $F_{a\Pi}$ можно подставить осевую силу F_{a2} . Тогда

$$e = 0,631 \left(\frac{F_{a2}}{C_0} \right)^{0,175} = 0,631 \left(\frac{28}{2450} \right)^{0,175} = 0,289.$$

$$F_{a\Pi 2} = S_2 = F_{r\Pi 2}e = 65,1 \cdot 0,289 = 18,81\text{Н}$$

Из уравнения равновесия

$$F_{a\Pi 1} = -F_{a2} + S_2 = -28 + 18,81 = -9,19\text{Н}$$

$$S_1 = F_{r\Pi 1}e = 45,4 \cdot 0,289 = 13,12\text{Н}.$$

Условие $F_{a\Pi 1} \geq S_1$ не выполняется, значит, реакции найдены неправильно. Вторая попытка.

$$\text{Пусть } F_{a\Pi 1} = S_1 = 13,12\text{Н}.$$

Из уравнения равновесия

$$F_{a\Pi 2} = F_{a2} + S_1 = 28 + 13,12 = 41,12 \text{ Н},$$

$$S_2 = 18,81 \text{ Н}.$$

Условие $F_{a\Pi 2} \geq S_2$ выполняется, значит, реакции найдены правильно.

Пересчитаем значение параметра e для наиболее нагруженной опоры B , т. к. далее расчет ведется по наиболее нагруженной опоре

$$e = 0,631 \left(\frac{F_{a\Pi 2}}{C_0} \right)^{0,175} = 0,631 \left(\frac{41,12}{2450} \right)^{0,175} = 0,308.$$

Т. к. значения параметра e $0,289 \approx 0,308$, окончательно принимаем $e = 0,308$.

Расчет опор необходимо вести по более нагруженной опоре. В нашем случае опора B нагружена больше как радиальной силой, так и осевой силой. Поэтому ведем расчет по опоре B .

Находим эквивалентную нагрузку на опору B . Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$P_{эkB} = (XVF_{r\Pi 2} + YF_{a\Pi 2})K_B K_T$$

$V = 1$, т. к. вращается внутреннее кольцо

Коэффициенты X и Y приведены в [Ошибка! Залка не определена. стр. 414]

$$\frac{F_{a\Pi 2}}{VF_{r\Pi 2}} = \frac{41,12}{65,1} = 0,63 > e$$

$$\text{Поэтому } X = 0,45 \text{ и } Y = \frac{1-X}{e} = \frac{1-0,45}{0,308} = 1,79$$

$$K_T = 1, K_B = 1,3.$$

$$P_{эkB} = (XVF_{r\Pi 2} + YF_{a\Pi 2})K_B K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 65,1 + 1,79 \cdot 41,12)1,3 \cdot 1 = 133,8 \text{ Н}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_{эkB}} \right)^\alpha; L_h \geq [L_h]$$

где $\alpha = 3$ для шариковых подшипников.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_{эkB}} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 30} \left(\frac{5450}{133,8} \right)^3 = 37,5 \cdot 10^6 \text{ ч}$$

$$L_h = 37,5 \cdot 10^6 \text{ ч} > [L_h] = 20000 \text{ ч}$$

Т. о. можно сделать вывод, что подшипник работает с большим запасом. И возможно нужно рассмотреть вариант с подшипниками обладающими меньшей грузоподъемностью.

РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ И ШТИФТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Пример 9

Задание. Вал передает крутящий момент $T = 2000 \text{ Нм}$. На валу предполагается установить с помощью шпоночного соединения зубчатое колесо и с помощью штифтового – шестерню. В месте посадки колеса диаметр вала $d_{1в} = 10 \text{ мм}$, в месте посадки шестерни $d_{2в} = 11 \text{ мм}$. Длина ступицы колеса $l_{ст} = 15 \text{ мм}$, диаметр ступицы шестерни $d_{ст} = 18 \text{ мм}$. Подобрать по диаметру вала цилиндрический штифт (рис. в) и призматическую шпонку с закругленными торцами (рис. а) или сегментную шпонку (рис. б). Рассчитать шпонку и штифт на прочность. Материал шпонки и штифта Ст5, $\sigma_B = 430 \text{ МПа}$

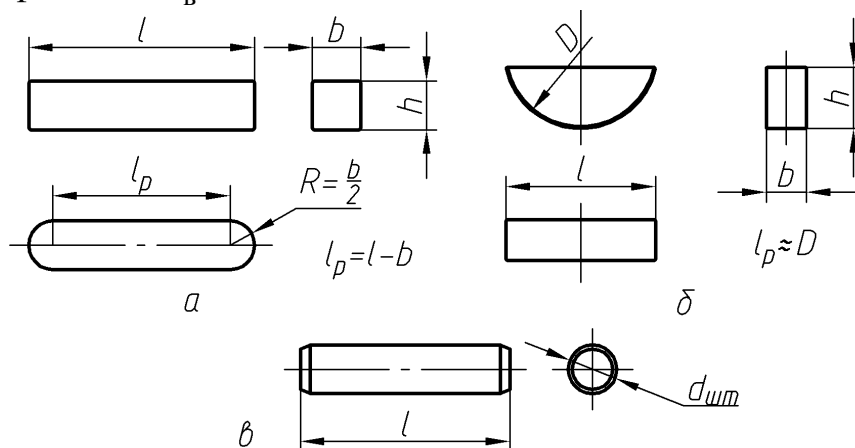
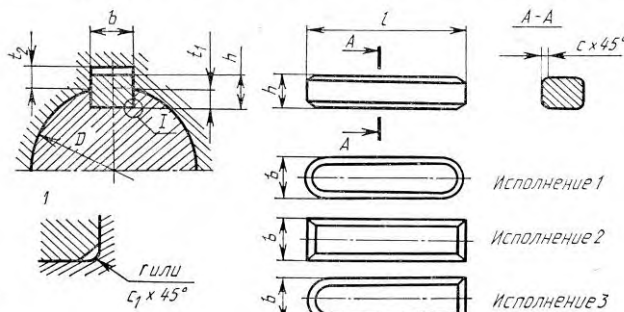


Рис.

Справочные данные:

Размеры призматических шпонок и пазов (ГОСТ 23360–78), мм



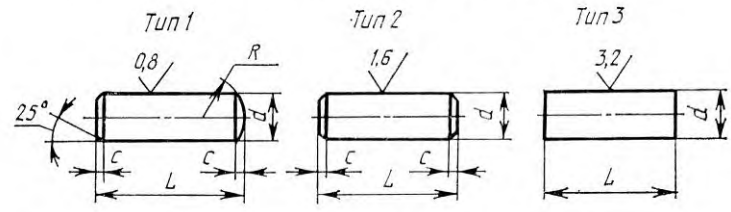
Диаметр D вала	$b \times h$	t_1	t_2	c_1 или r_1	c	l
От 6 до 8	2×2	$1,2^{+0,1}$	$1,0^{+0,1}$	$0,08 \dots 0,16$	$0,16 \dots 0,25$	$6 \dots 20$
Свыше 8 до 10	3×3	$1,8^{+0,1}$	$1,4^{+0,1}$			$6 \dots 36$
» 10 » 12	4×4	$2,5^{+0,1}$	$1,8^{+0,1}$			$8 \dots 45$
» 12 » 17	5×5	$3,0^{+0,1}$	$2,3^{+0,1}$			$10 \dots 56$
» 17 » 22	6×6	$3,5^{+0,1}$	$2,8^{+0,1}$	$0,16 \dots 0,25$	$0,25 \dots 0,40$	$14 \dots 70$
» 22 » 30	8×7	$4,0^{+0,2}$	$3,3^{+0,2}$			$18 \dots 90$

Примечания: 1. Ряд стандартных длин шпонок l : 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160 мм и более.

2. Предельные отклонения высоты шпонки: при $h \leq 6 \text{ мм}$ по $h9$; при $h > 6 \text{ мм}$ — по $h11$.

Справочные данные (продолжение):

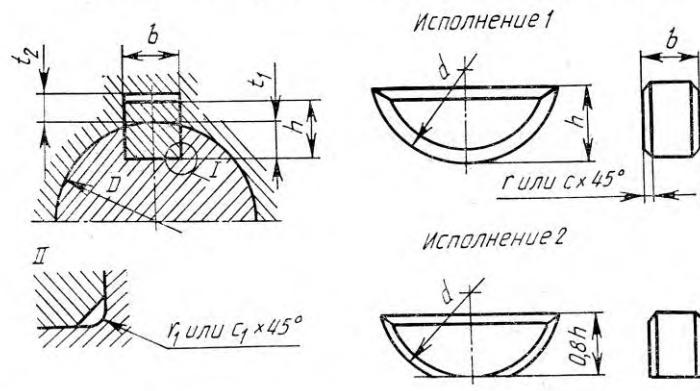
Размеры штифтов (ГОСТ 3128—70), мм



<i>d</i>	<i>L</i>	<i>d</i>	<i>L</i>	<i>d</i>	<i>L</i>	<i>d</i>	<i>L</i>
0,6	2,5...8	1,2	2,5...25	2,5	5...50	5	10...55
0,8	2,5...14	1,6	3,0...30	3	6...55	6	12...55
1,0	2,5...16	2	4...40	4	8...55		

Примечания: 1. Длина штифтов *L* по ряду: 2, 5, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 36, 40, 45, 50, 55 мм.
 2. При $d = 0,6 \dots 0,8$ мм $C = 0,1$ мм; при $d = 1,0 \dots 1,2$ мм $C = 0,2$; при $d = 1,6 \dots 2$ мм $C = 0,3$; при $d = 2,5 \dots 3$ мм $C = 0,5$; при $d = 4$ мм $C = 0,6$; при $d = 5$ мм $C = 0,8$; при $d = 6$ мм $C = 1,0$ мм.
 3. $R \approx d$.

Размеры сегментных шпонок и пазов (ГОСТ 24071—80), мм



<i>D</i>	<i>b</i> × <i>h</i> × <i>d</i>	<i>t</i> ₁	<i>t</i> ₂
От 3 до 4	1 × 1,4 × 4	1,0 ^{+0,1}	0,6 ^{+0,1}
Свыше 4 до 5	1,5 × 2,6 × 7	2,0 ^{+0,1}	0,8 ^{+0,1}
» 5 » 6	2 × 2,6 × 7	1,8 ^{+0,1}	1,0 ^{+0,1}
» 6 » 7	2 × 3,7 × 10	2,9 ^{+0,1}	1,0 ^{+0,1}
» 7 » 8	2,5 × 3,7 × 10	2,7 ^{+0,1}	1,2 ^{+0,1}
» 8 » 10	3 × 5,0 × 13	3,8 ^{+0,2}	1,4 ^{+0,1}
» 10 » 12	3 × 6,5 × 16	5,3 ^{+0,2}	1,4 ^{+0,1}
» 12 » 14	4 × 6,5 × 16	5,0 ^{+0,2}	1,8 ^{+0,1}
» 14 » 16	4 × 7,5 × 19	6,0 ^{+0,2}	1,8 ^{+0,1}
» 16 » 18	5 × 6,5 × 16	4,5 ^{+0,2}	2,3 ^{+0,1}
» 18 » 20	5 × 7,5 × 19	5,5 ^{+0,2}	2,3 ^{+0,1}
» 20 » 22	5 × 9,0 × 22	7,0 ^{+0,3}	2,3 ^{+0,1}
» 22 » 25	6 × 9,0 × 22	6,5 ^{+0,3}	2,8 ^{+0,1}
» 25 » 28	6 × 10 × 25	7,5 ^{+0,3}	2,8 ^{+0,1}

Примечания: 1. Для валов диаметром $D = 3 \dots 12$ мм $c \geq 0,16$ мм, $c_1 = 0,08$ мм, $r \leq 0,25$ мм, $r_1 \leq 0,16$ мм.
 2. Для валов диаметром $D > 12$ мм $c \geq 0,25$ мм, $c_1 = 0,16$ мм, $r \leq 0,40$ мм, $r_1 \leq 0,25$ мм.
 3. Предельные отклонения: ширины шпонки *b* по *h*₉, высоты *h* по *h*₁₁, диаметра *d* по *h*₁₂.

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ

Пример 10

Определить тип посадки колеса на вал показанной на рис. В зависимости от типа посадки определить максимальный и минимальный натяг и зазор.

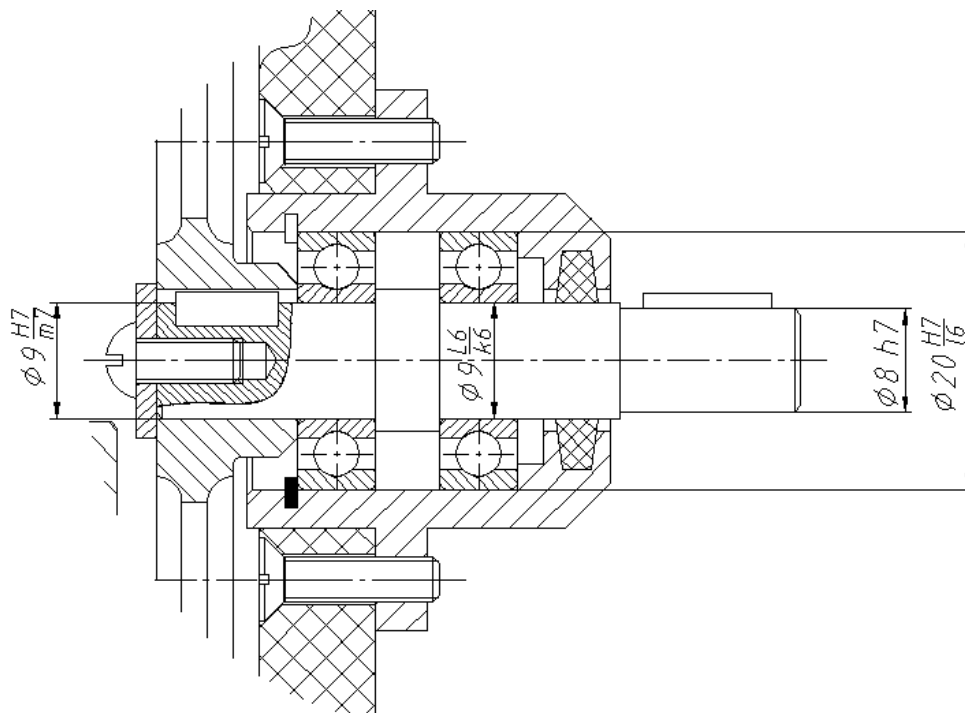


Рис.

Решение.

Посадка на рисунке $\frac{H7}{m7}$. Деталь изготавливается по системе отверстия.

Для номинального диаметра отверстия 9 мм по 7 квалитету для поля допуска H имеем:

нижнее предельное отклонение $EI = 0 \text{ мкм}$,

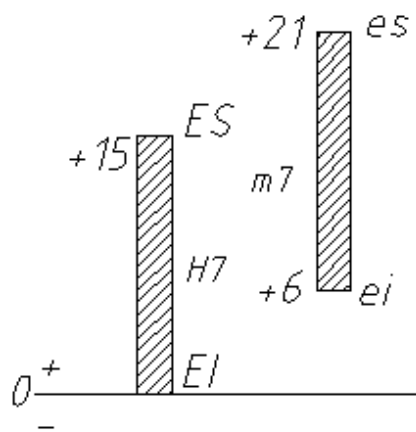
верхнее предельное отклонение $ES = +15 \text{ мкм}$.

Для номинального диаметра вала 9 мм по 7 квалитету для поля допуска m имеем:

нижнее предельное отклонение $ei = +6 \text{ мкм}$,

верхнее предельное отклонение $es = +21 \text{ мкм}$.

Покажем поля допусков графически.



Из рисунка видно, что поля допусков частично перекрываются. Делаем вывод – посадка переходная. Т. о. в деталях приборов посадку колеса на вал при помощи шпонки осуществляют по переходной посадке.

Далее необходимо определить максимальный зазор и натяг.

$$\text{максимальный зазор } S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 15 - 6 = 9 \text{ мкм}$$

$$\text{максимальный натяг } N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 21 - 0 = 21 \text{ мкм}$$

Список литературы

Основная литература

1. Основы конструирования и технологии производства радиоэлектронных средств: учебное пособие / Г. М. Алдонин, А. К. Дашкова, Ф. В. Зандер [и др.]. - Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2019. - 372 с. - Режим доступа: [//znanium.com/catalog/product/1830738](https://znanium.com/catalog/product/1830738)
2. Проектирование машиностроительных цехов и участков: учебное пособие / А. Ф. Бойко, А. А. Погонин, А. А. Афанасьев, М. Н. Воронкова. — Москва: ИНФРА-М, 2020. — 264 с. - Режим доступа: <https://znanium.com/catalog/product/1077364>

Дополнительная литература

1. Золотарева, Л. А. Конструктивное проектирование: монография / Л. А. Золотарева, О. Д. Алексеева; Южный федеральный университет. — Ростов-на-Дону; Таганрог: Издательство Южного федерального университета, 2018. — 116 с. - Режим доступа: <https://znanium.com/catalog/product/1021533>
2. Рыбинская, Т. А. Учебное пособие по выполнению «Междисциплинарного проекта эстетико-конструкторских решений разрабатываемых изделий» / Т. А. Рыбинская. - Таганрог: Южный федеральный университет, 2016. - 82 с. - Режим доступа: <https://znanium.com/catalog/product/999633>

Информационное обеспечение:

1. Основным источником сведений по курсу, размещенных в информационно-телекоммуникационной сети Интернет, являются материалы курса, выложенные в ЭОС Black Board.
2. Электронные библиотечные системы КНИТУ-КАИ.
3. Онлайн курс по дисциплине «Основы проектирования машин и приборов», размещенный в информационно-телекоммуникационной сети Интернет, режим доступа: <https://openedu.ru/course/misis/DETMACH/>