

Федеральное агентство по образованию Государственное образовательное
учреждение высшего профессионального образования

«Нижегородский государственный архитектурно-
строительный университет» (ННГАСУ)

Кафедра Технологии строительного производства

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

Методические указания для выполнения расчетно-графических работ

Нижегород - 2010

УДК 921.8

Проектирование зубчатого редуктора. Методические указания для выполнения расчетно-графических работ.– Нижний Новгород; издание ННГАСУ, 2010. – 42 с.

Методические указания предназначены для студентов специальностей 200503.65 Стандартизация и сертификация и 140104.65 Промышленная теплоэнергетика с целью выполнения расчетно-графических работ по дисциплине «Детали машин приборов и основы конструирования»

В разработке приведены расчетные формулы для определения кинематических и силовых параметров зубчатой цилиндрической передачи и даны необходимые справочные сведения для ее проектирования.

Илл. – 11 , табл. – 32 , библиогр. – 9 назв.

Составители: канд. техн. наук, доцент Ю.А. Серов,
инж. Б. П. Семенов

Рецензент: доцент А.Я. Гужавин

© Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет,
2010

1. НАЗНАЧЕНИЕ

Редуктор (рис. 1) служит для передачи мощности от силовой установки к рабочей машине. Он состоит из корпуса (чугунного, стального), в котором размещены зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. Редуктор изменяет число оборотов и крутящий момент на выходном валу. Цилиндрические зубчатые колеса могут быть изготовлены с прямыми (рис.1;1.1) и наклонными (рис.1;1.2) зубьями.

1.1 Данные для проектирования:

Мощность на выходном валу – N_2 , кВт;

число оборотов выходного вала – n_2 , об/мин.

2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

2.1.Определение требуемой мощности электродвигателя, кВт

$$N_{\text{эл.р.}} = N_2 / \eta$$

где $N_{\text{эл.р.}}$ – расчетная мощность электродвигателя кВт (приложение, табл. 1);
 η – коэффициент полезного действия (к.п.д.) редуктора.

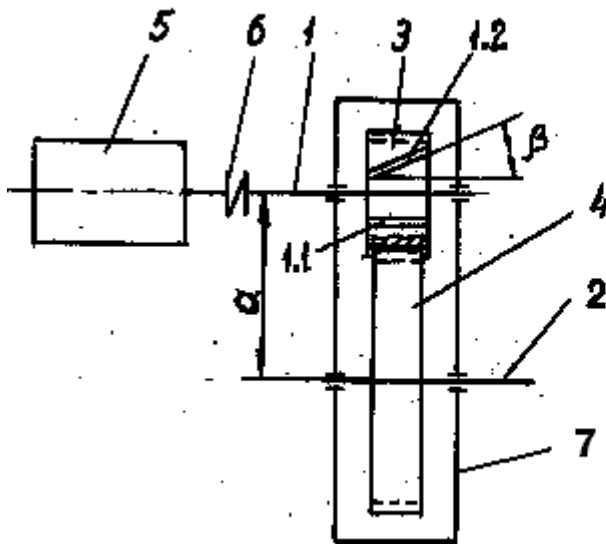


Рисунок 1 – Кинематическая схема привода: 1 – ведущий вал, 2 – ведомый вал, 3 – шестерня, 4 – зубчатое колесо, 5 – электродвигатель, 6 – упругая муфта, 7 – корпус .

2.2 Коэффициент полезного действия

$$\eta = \eta_{з.п.} \cdot \eta_{под.}^2;$$

где $\eta_{з.п.}$ – к.п.д. зубчатой пары (таблица 2);

$\eta_{под.}$ – к.п.д., учитывающий потери в паре подшипников (таблица 3).

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

3.1. Угловая скорость электродвигателя, рад/с

$$\omega = \pi n_1 / 30$$

где n_1 – число оборотов электродвигателя, об/мин.

3.2. Передаточное число редуктора (таблица 4)

$$u = n_1 / n_2$$

4. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ

Закрытые передачи рассчитываются на выносливость рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям и на выносливость зубьев по напряжениям изгиба. Первый расчет является проектным, т.е. служит для определения размеров зубчатого зацепления. Второй расчет выполняется как проверочный на отсутствии опасности усталостного разрушения (излома) зубьев.

Зубчатые колеса редукторов изготавливаются из конструкционной углеродистой или легированной сталей по двум технологическим процессам в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев. При твердости HB менее 350 производится чистовая нарезка зубьев на термообработанной (нормализация, улучшение) заготовке. Во втором случае зубья предварительно нарезаются на заготовке с припуском под дальнейшую обработку. В процессе закалки искажается геометрия нарезаемых зубьев и поэтому зубчатое колесо дообрабатывается на зубошлифовальных станках.

Применение колес с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев повышает нагрузочную способность передачи и позволяет выполнить редуктор меньшего габарита.

Для обеспечения примерно одинакового срока службы зубчатых колес в редукторе даны рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерен и зубчатых колес в таблице 5, а их механические свойства приведены в таблицах 6 и 7.

4.1 Допускаемые контактные напряжения

Для зубчатых колес из углеродистой и легированной сталей при твердости:

менее HB 350 $[\sigma_H] = 2,75 \text{ HB Н/мм}^2$, свыше HB 350 $[\sigma_H] = 0,58 \text{ сHRC Н/мм}^2$.

где HRC_Э – твердость по Роквеллу (рис. 2);

HВ – твердость по Брюнеллю;
с – коэффициент (таблица 7).

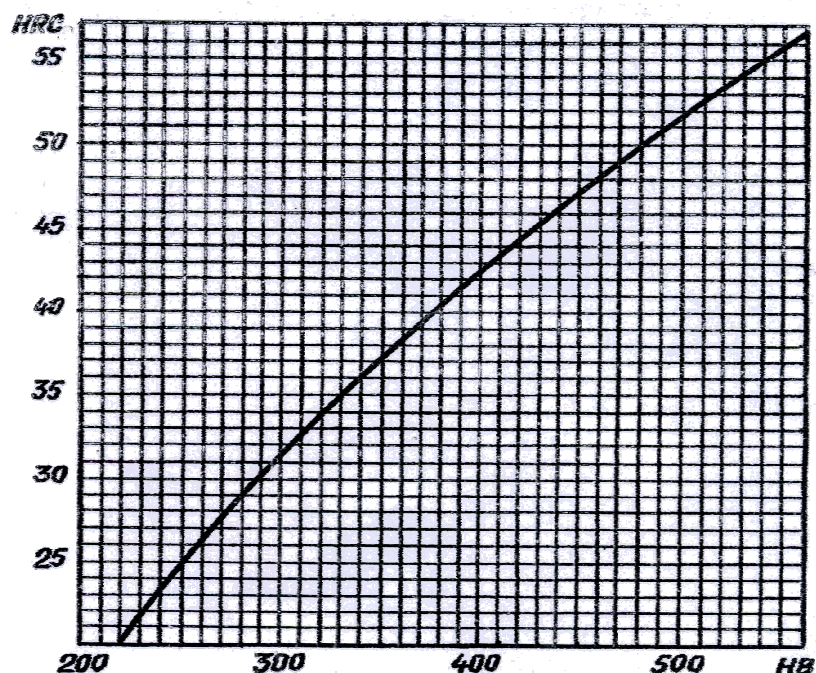


Рисунок 2-График соотношения твердостей в единицах HВ и HRC

4.2 Допускаемые напряжения изгиба

Данные напряжения при одностороннем действии нагрузки на зубья (неревверсивная передача):

$$[\sigma_F] = \frac{(1.5-1.6) \cdot \sigma_{-1}}{[n] K_\sigma}, \quad \text{Н},$$

где σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле:

для углеродной стали $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B$ Н/мм²;

для легированной стали $\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70-120)$ Н/мм²;

[n] – коэффициент запаса прочности (таблица 8);

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений у корня зуба (таблица 9).

5. МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ ПЕРЕДАЧИ

$$a = (u+1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{340}{[\sigma_H]_2}\right)^2 \frac{KM_{K1}}{u \psi_{ea} K_n}}, \quad \text{мм},$$

где u – передаточное число;

$[\sigma_H]_2$ – допускаемое контактное напряжение материала зубчатого колеса;

M_{K1} – крутящий момент на валу шестерни, Н/мм, $M_{K1} = N_T / \omega_1$;

N_T – требуемая мощность, Вт;

K – коэффициент нагрузки: при симметричном расположении зубчатого колеса относительно подшипников $K = 1,3 \div 1,5$.

K_n – коэффициент несущей способности передачи:

для прямозубой – $K_n = 1$; для косозубой – $K_n = 1,35$;

$\Psi_{ва}$ – коэффициент ширины зубчатого колеса $\Psi_{ва} = b_2/a = 0,2 - 0,4$;

b_2 – ширина зубчатого колеса.

6. МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

$$m = (0,01 - 0,02)a, \text{ мм.}$$

Значение модуля округлить до стандартного числа (таблица 10).

$$m = t_{окр} / \pi$$

где $t_{окр}$ – шаг зубьев на делительной окружности;

7. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ

7.1. Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{2a}{m_s(u+1)}; \quad z_2 = z_1 \cdot u,$$

где z_1 и z_2 число зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес;

m_s – осевой модуль: для прямозубого зацепления $m_s = m$;

для косозубого зацепления $m_s = m/\cos\beta$, (рис. 1)

7.2 Делительные диаметры (рис.3), мм

$$d_1 = m_s z_1;$$

$$d_2 = m_s z_2.$$

7.3 Диаметры окружностей выступов зубьев, мм.

$$da_1 = d_1 + 2m;$$

$$da_2 = d_2 + 2m.$$

7.4 Диаметры окружностей впадин зубьев, мм.

$$df_1 = d_1 - 2,5m;$$

$$df_2 = d_2 - 2,5m.$$

7.5 Ширина зубчатого колеса, мм.

$$b_2 = \Psi_{ва} a$$

7.6 Ширина шестерни, мм.

$$b_1 = b_2 + (5-10)$$

8. УТОЧНЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА

$$u_{\phi} = z_2 / z_1$$

9. ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ КОЛЕС

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}$$

В зависимости от величины скорости и выбранной твердости материала назначается степень точности изготовления зубчатых колес (таблица 11).

10. УТОЧНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ

$$K_{\phi} = K_v \cdot K_{\beta},$$

где K_v – подбирается в зависимости от назначенной степени точности изготовления зубчатых колес и окружной скорости по таблицам 12 и 13;
 K_β – определяется для прирабатывающихся зубьев (твердость менее HB 350) по зависимости

$$K_\beta = (1 + K_\beta') / 2,$$

где K_β' - коэффициент концентрации нагрузки для неприрабатывающихся зубчатых колес (таблица 14).

11. ПРОВЕРКА РАСЧЕТНЫХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

$$\sigma_H = \frac{340}{a} \sqrt{\frac{M_{K1} K_\phi (u_\phi + 1)^3}{b_2 u_\phi K_n}} \leq [\sigma_H]$$

В случае $\sigma_H > [\sigma_H]$ допустимо перенапряжение $\frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \leq 5\%$

12. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Окружная сила (рисунок 3) $F_t = \frac{2M_{K1}}{d_1}$ Н,

Радиальная сила $F_r = F_t \tan \alpha$ Н,

где α - угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$

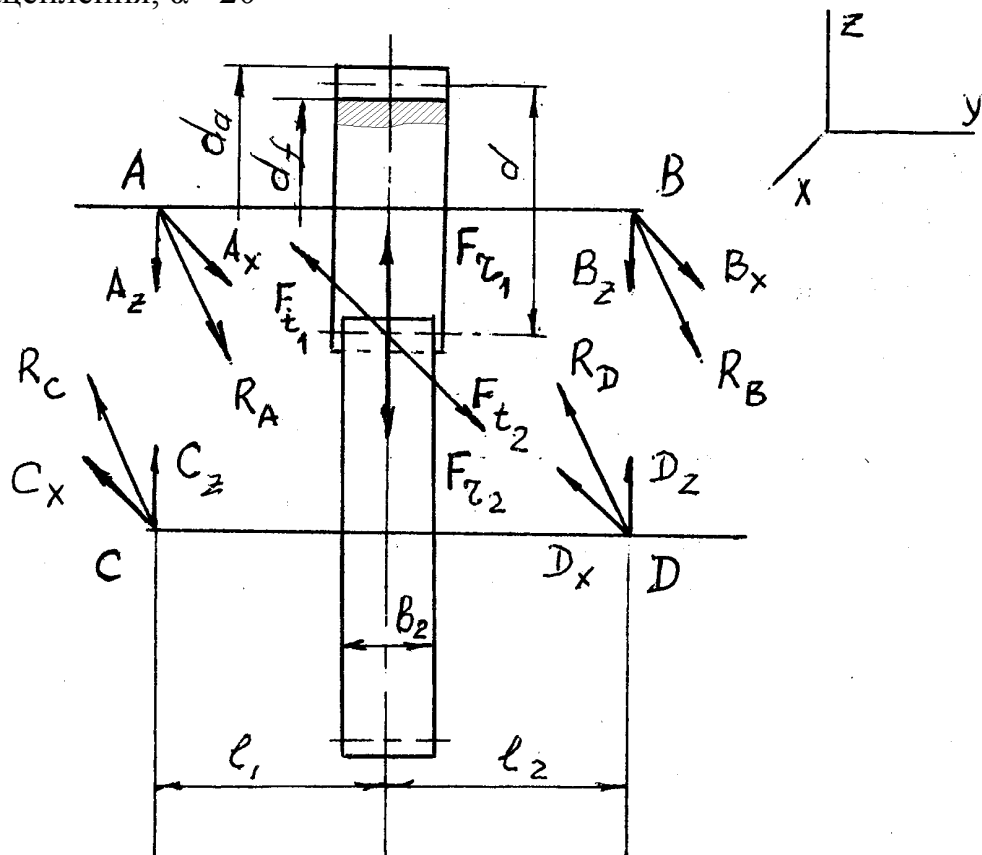


Рисунок 3 – Силовая схема передачи

13. РАСЧЕТНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ИЗГИБА В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ ЗУБА

$$\sigma_F = \frac{K_\phi F_t}{y b_2 m}, \text{ Н/мм}^2,$$

где y – коэффициент формы зуба (таблица 15).

Сравнительная оценка прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса

$$y_1[\sigma_F]_1 = y_2[\sigma_F]_2$$

Напряжения изгиба зубьев определяются для менее прочного элемента.

14. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ

14.1 Ориентировочный расчет.

Диаметры выходных концов валов оцениваются предварительно только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях (рис.4).

$$\text{Ведущий вал } d_{1в} = \sqrt[3]{\frac{M_{K1}}{0,2[\tau]}}, \text{ мм},$$

где $d_{1в}$ – диаметр выходного конца ведущего вала;
 $[\tau]$ – допускаемые напряжения на кручение;

$$\text{ведомый вал } d_{2в} = \sqrt[3]{\frac{M_{K2}}{0,2[\tau]}}, \text{ мм},$$

где $d_{2в}$ – диаметр выходного конца ведомого вала;
 M_{K2} – крутящий момент на ведомом валу, $M_{K2} = M_{K1} \cdot u_\phi$

14.2 Реакции на опорах валов

Определение реакций проведено без учета нагружения валов дополнительными силами, возникающих в муфтах в результате неточного монтажа.

Расстояния l_1 и l_2 от плоскости действия сил в зубчатом зацеплении до плоскости действия сил реакции (рис.3) будет

$$l_1 = l_2 = \frac{e_2}{2} + 20 + \frac{e_n}{2}, \text{ мм}$$

где e_2 – ширина зубчатого колеса; e_n – ширина подшипника качения;

20 – ориентировочное расстояние между торцами колеса и подшипника, мм.

Реакции опор ведущего вала от сил F_t и F_r

в плоскости XY: $\sum m_A = 0$

$$B_x(l_1 + l_2) - F_t l_1 = 0$$

$$B_x = \frac{F_t l_1}{l_1 + l_2}$$

$$A_x = F_t - B_x$$

$$\text{в плоскости } YZ: \sum m_A = 0 \quad B_z(l_1 + l_2) - F_r l_1 = 0 \quad B_z = F_r \frac{l_1}{l_1 + l_2} \quad A_z = F_r - B_z$$

$$R_A = \sqrt{A_x^2 + A_z^2} \quad R_B = \sqrt{B_x^2 + B_z^2}$$

14.3. Конструктивные размеры валов.

На выходных концах ведущего $d_{1в}$ и ведомого $d_{2в}$ валов устанавливают соответственно упругую (рис. 8) и зубчатую (рис. 9) муфты. Значения $d_{1в}$ и $d_{2в}$ согласуют с посадочными диаметрами указанных муфт (таблицы 16 и 17).

По таблице 18 подбирают значения диаметров валов $d_{1с}$ и $d_{2с}$ под сальниковые уплотнения, а для посадки подшипников качения по таблицам 19, 20, 21, 22 назначают размеры диаметров $d_{1п}$ и $d_{2п}$. Диаметры валов для установки зубчатых колес определяют по зависимостям $d_{1к} = d_{1п} + (2-6)$ мм и $d_{2к} = d_{2п} + (2-6)$ мм. Окончательные значения $d_{1к}$ и $d_{2к}$ устанавливают после проведения проверочного расчета валов по третьей теории прочности.

Для передачи крутящих моментов на валах устанавливают призматические шпонки ГОСТ 23 360-78 (таблица 26). Длины шпонок назначают по результатам расчетов на прочность.

15. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ПО ТРЕТЬЕЙ ТЕОРИИ ПРОЧНОСТИ

Проверочный расчет вала выполняют при совместном действии изгиба и кручения в опасном сечении

$$M_{э} = \sqrt{M_u^2 + M_k^2},$$

где $M_{э}$ – эквивалентный момент;

M_k – крутящий момент;

M_u – максимальный суммарный изгибающий момент от окружной F_t и радиальной F_r сил

Диаметр вала в опасном сечении
$$d = 3 \sqrt{\frac{M_{э}}{0,1[\sigma_u]}} \geq d_{np}$$

где $[\sigma_u]$ – допускаемое напряжение изгиба.

d_{np} – назначенный размер вала в опасном сечении при проектировании.

16. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Приведенная нагрузка, воспринимаемая подшипником (таблицы 23, 24, 25)

$$P = (XK_k R + YF_a) K_o K_T$$

где R – радиальная нагрузка на подшипник, кг;

F_a – осевая нагрузка на подшипник, кг;
 X – коэффициент радиальной нагрузки (таблица 23);
 Y – коэффициент осевой нагрузки;
 K_K – коэффициент вращения, величина которого равна:
 при вращении наружного кольца $K_K=1,2$,
 при вращении внутреннего кольца $K_K=1$;
 K_B – коэффициент безопасности (таблица 24);
 K_T – температурный коэффициент (таблица 25);
 Динамическая грузоподъемность $C = P \left(\frac{6}{100000} n t_n \right)^{0,3}$

где P – приведенная нагрузка;
 n – число оборотов вала, об/мин;
 t_n – число часов работы подшипника.

По посадочному диаметру d_n и динамической грузоподъемности в таблицах 19, 20, 21, 22 подбирают подшипник. Расчетное значение динамической грузоподъемности подшипника должно быть меньше табличного.

17. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И КОРПУСА РЕДУКТОРА.

17.1 Размеры зубчатых колес (рис 4).

Диаметр ступицы $d_{cm}=(1,6-1,8)d_k$;
 длина ступицы $l_{cm}=(1,1-1,5)d_k$, минимальная длина ступицы равна b_2 ;
 толщина диска $c=0,3b$;
 толщина обода $L=3m$.

17.2 Размеры элементов корпуса (рис. 4)

Толщина стенки $\delta=0,025a+1$, но не менее 7 мм;
 радиусы сопряжений $R=(0,5-1,5) \delta$;
 литейные уклоны- 2° ;
 толщина наружных ребер $\delta_n=0,8 \delta$;
 толщина соединительных фланцев крышки и корпуса $S_c=(1,5-2) \delta$;
 толщина нижнего (фундаментного) фланца $S_\phi=(2-2,5) \delta$;
 диаметр бобышки подшипникового гнезда равен максимальному диаметру торцевых крышек подшипников (рис. 10;таблица 27);
 зазор между внутренними стенками корпуса и деталями вращения $S_1=(1-1,5) \delta$;
 зазор между дном корпуса и зубчатым колесом $S_2=3 \delta$;
 диаметр болтов (таблица 29) соединительных фланцев корпуса $d_c=(0,8-1,3) \delta$ и крышки $d_c=(0,8-1,2) \delta$;
 диаметр фундаментных болтов $d_\phi=(1,5-2,5) \delta$;
 расстояние между стенкой гнезда подшипника и стяжным болтом $e=(1-1,2)d_c$;
 ширина соединительных фланцев $k_1=4 d_c$;
 ширина фундаментного фланца $k=4 d_\phi$.

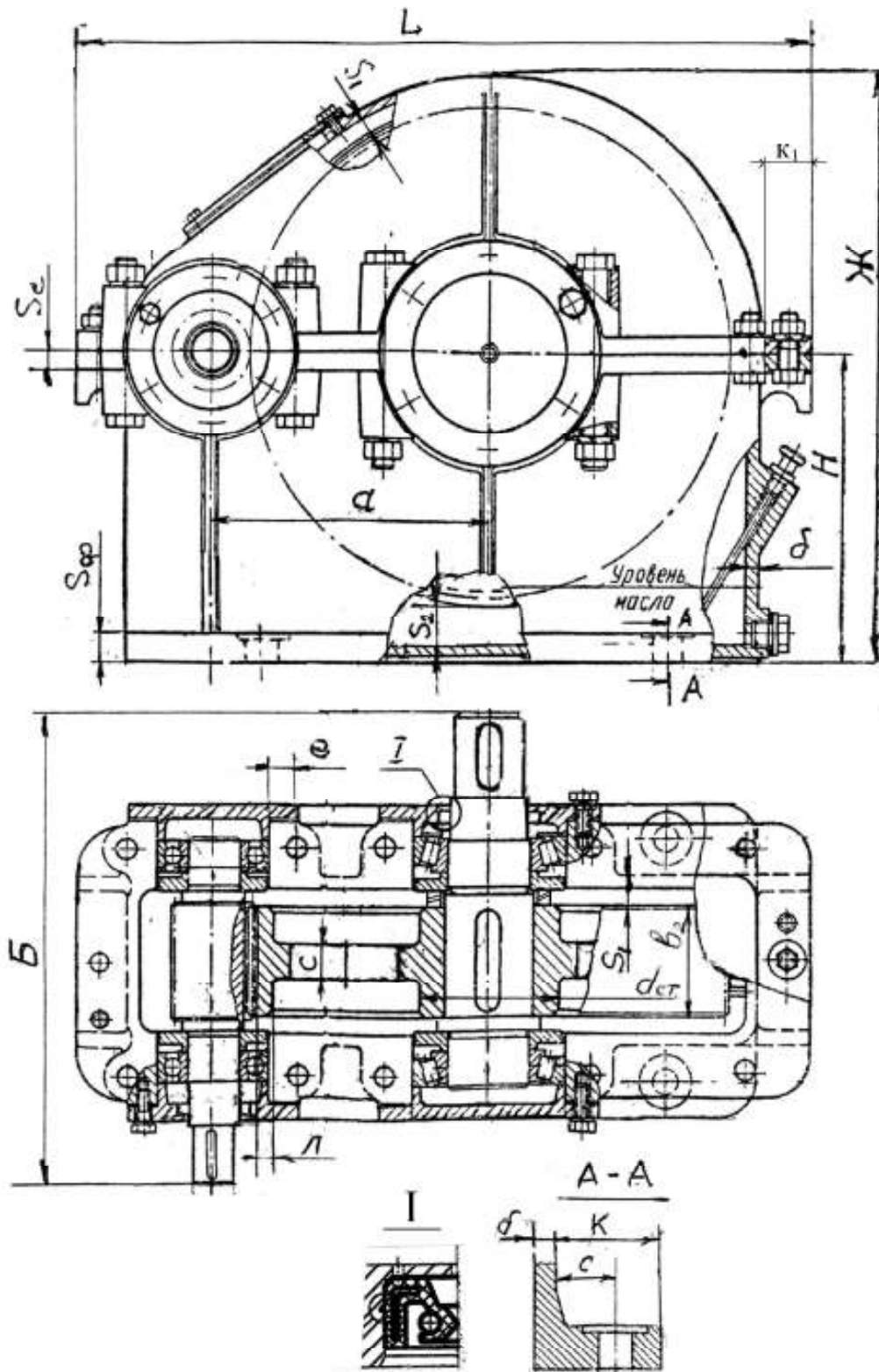


Рисунок 4 – Редуктор

18. РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ В РЕДУКТОРЕ.

При конструировании машин для обеспечения их функционирования требуется задать взаимосвязи номинальных размеров деталей и их допустимых отклонений.

Например, в редукторе необходимо на стадии проектирования обеспечивать точность взаимного расположения валов, оптимальные величины зазоров между подвижными и неподвижными деталями без дополнительной подгонки и гарантировать отсутствие натяга в подшипниках качения.

Эти цели достигаются методами расчета размерных цепей, которые состояются из размеров деталей. Совокупность этих размеров представляется в виде замкнутого контура. Поэтому размеры деталей, входящие в размерную цепь не должны назначаться независимо, так как изменения одного из них влечет за собой изменения других.

Размеры, образующие размерную цепь, называются звеньями (A_1, A_2 и т.д.) и могут относиться к диаметрам, длинам, зазорам, натягам, покрытиям, погрешностям форм и расположения поверхностей, т.е. к любым линейным и угловым параметрам деталей и их соединений.

Замыкающее звено – звено, получаемое в размерной цепи последним.

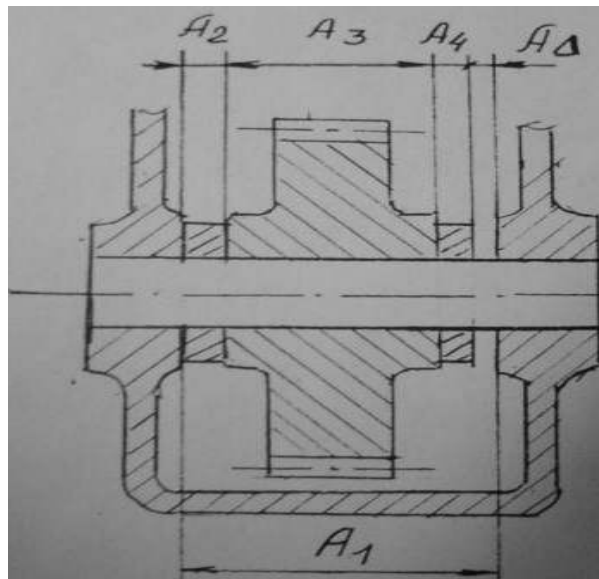


Рисунок 5 – Зубчатое колесо и распорные кольца в редукторе

A_1, A_2, A_3, A_4 – составляющие звенья; A_1 – увеличивающее звено;
 A_2, A_3, A_4 – уменьшающие звенья; A_Δ – замыкающее звено (зазор).

Составляющие звенья цепи разделяют на увеличивающие и уменьшающие в зависимости от их влияния на замыкающее звено.

Увеличивающее звено – звено, с увеличением которого при неизменных размерах остальных звеньев замыкающее звено увеличивается

Уменьшающее звено – звено, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается.

Увеличивающие звенья на схеме расчетной цепи изображаются стрелками, направленными слева направо, а уменьшающие звенья – стрелками, направленными справа налево.

При расчете отклонений составляющих звеньев для правильного назначения расположения поля допуска по отношению к номинальному размеру звена необходимо учитывать к какому типу размеров относится звено – к охватываемому или охватываемому.

Для охватывающих звеньев допуск должен быть назначен со смещением от нулевой линии (линии номинального размера) в плюсовую зону, а для охватываемых - в минусовую зону; для других звеньев – либо симметрично по отношению к нулевой линии («плюс – минус»), либо в «плюс» по ходу движения инструмента при изготовлении детали.

Исходя из условия замкнутости размерной цепи (рис.5) можно представить взаимозависимости размеров в данном контуре следующим уравнением номиналов:

$$A_1 = A_{\Delta} + A_2 + A_3 + A_4 \quad \text{или} \quad A_{\Delta} = A_1 - (A_2 + A_3 + A_4)$$

Замыкающее звено принимает наибольшее предельное значение, когда увеличивающие звенья будут наибольшими, а уменьшающие-наименьшими.

Замыкающее звено будет иметь наименьшее значение, когда увеличивающие звенья будут наименьшими, а уменьшающие-наибольшими.

ГОСТ 16320 устанавливает методы расчета размерных цепей в зависимости от принятой для изготовления данной конструкции степени взаимозаменяемости.

Метод полной взаимозаменяемости – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи обеспечивается при замене в ней любого звена без подбора или изменения его величины. Детали при сборке соединяются без пригонки. Расчет размерной цепи производится методом максимума-минимума.

К недостаткам данного метода можно отнести более высокую стоимость изготовления, так как допуски составляющих звеньев получаются меньше, чем при других методах.

Широкое применение во всех типах производства находит метод регулирования, при котором точность замыкающего звена размерной цепи обеспечивается изменением компенсирующего звена без снятия материала. Это может быть, например, применение компенсирующего набора прокладок.

В рассматриваемом примере расчета зазора редуктора такой метод позволяет изготовление входящих звеньев с широкими допусками и невысокой трудоемкостью.

Размеры деталей с неуказанными допусками выполняются по $\pm 1/2$ допуска 14 качества.

19. НАЗНАЧЕНИЕ ПОЛЕЙ

ДОПУСКОВ ПРИ УСТАНОВКЕ

ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

В отличие от системы назначения допусков на гладкие соединения при установке подшипников необходимо учитывать, что поля допусков наружных и внутренних колец подшипника всегда расположены ниже нулевой линии. Верхнее отклонение того и другого всегда равно 0, нижнее — всегда отрицательно, т.е. ниже нулевой линии (рис.6).

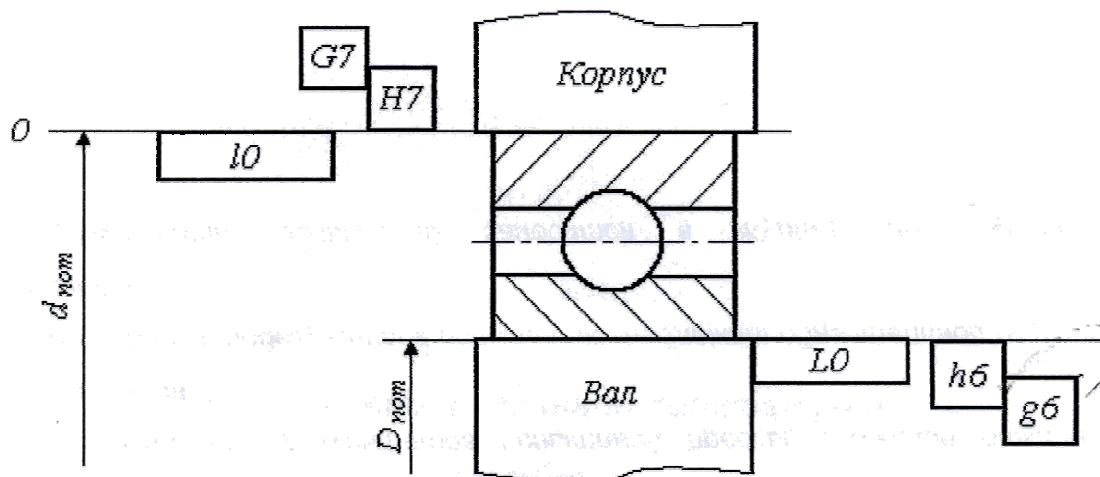


Рисунок 6 – Поля допусков при монтаже подшипников.

В зависимости от точности изготовления и сборки подшипники подразделяются не по квалитетам, а по классам точности. Для шариковых и роликовых подшипников установлены следующие классы точности: 0,6,5,4,3,2,Т. Точность возрастает от 0 к Т; 0-грубый класс, Т-самый точный.

Поле допуска наружного кольца обозначается строчной буквой-*l*, а внутреннего кольца прописной *L*.

Для гладких соединений поле допуска обозначают соответственно *Td*-для валов, *TD*-для отверстий и *IT*-обозначение поля допуска безотносительно к тому, какой это размер-охватываемый, охватывающий и др.

Когда в механизме предусматривается вращение внутреннего кольца и неподвижная посадка его на вал, то чаще всего применяют посадки

$$\frac{LO}{k6}, \frac{LO}{js6} \left(\frac{LO}{k6}, \frac{LO}{js6} \right).$$

Для установки наружного кольца подшипника в корпус рекомендуются

$$\text{посадки } \frac{H7}{10}, \frac{H7}{16}.$$

На выбор посадки и осевого зазора (табл. 32) оказывает влияние вид нагружения того и другого кольца подшипника (рис.7).

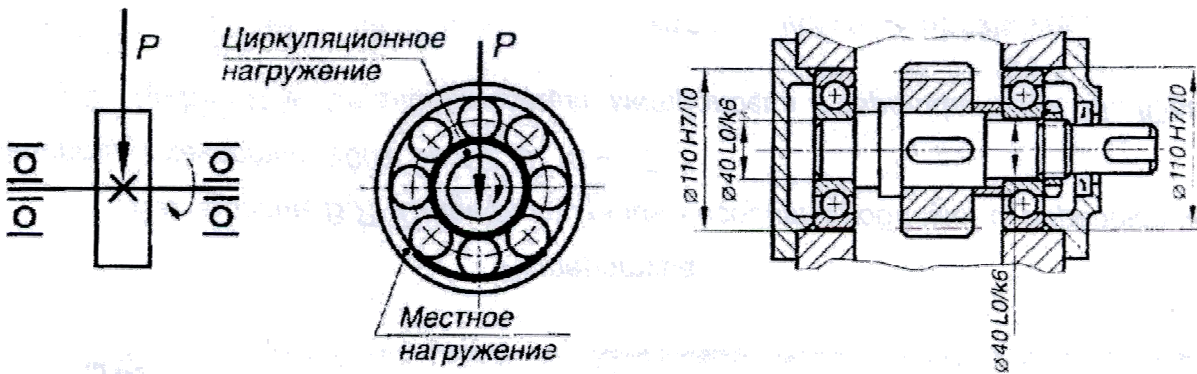


Рисунок 7 – Вид нагружения подшипников в редукторе.

20. Пример расчета

Основные данные для проектирования прямозубого редуктора:

мощность на выходном валу – $N_2=8\text{кВт}$;

число оборотов выходного вала – $n_2=182\text{ об/мин}$.

Выбор электродвигателя привода

Коэффициент полезного действия:

к.п.д. зубчатой пары $\eta_{з.п.}=0,97$ (таблица 2);

к.п.д., учитывающий потери в паре подшипников, $\eta_{под.}=0,99$ (таблица 3).

Общий к.п.д. привода

$$\eta = \eta_{з.п.} \cdot \eta_{под.}^2 = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$N_{эл.р.} = \frac{N_2}{\eta} = \frac{8}{0,95} = 8,4\text{ кВт}$$

В таблице 1 выбираем ближайший по мощности электродвигатель (не меньший, чем требуется по расчету), типа А 02-62-8 $N=10\text{ кВт}$, $n=730\text{ об/мин}$.

Угловая скорость электродвигателя

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 730}{30} = 76,4\text{ рад/с.}$$

Передаточное число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{730}{182} = 4,01$$

Выбор материала для зубчатой пары

Для шестерни принимаем сталь 50, термообработка – улучшение, твердость HB 258. Для зубчатого колеса – сталь 40, термообработка – нормализация, твердость HB 152 (таблицы 5 и 6).

Пределы прочности материалов шестерни $\sigma_{B1} = 740\text{ Н/мм}^2$ и зубчатого колеса $\sigma_{B2} = 550\text{ Н/мм}^2$.

Пределы выносливости при симметричном цикле изгиба:

для шестерни $(\sigma_{-1})_1 = 0,43\sigma_{B1} = 0,43 \cdot 740 = 318\text{ Н/мм}^2$;

для колеса $(\sigma_{-1})_2 = 0,43\sigma_{B2} = 0,43 \cdot 550 = 236 \text{ Н/мм}^2$.

Допускаемые контактные напряжения

Твердость поверхностей зубьев не более НВ 350 $[\sigma_H] = 2,75 \text{ НВ}$.

Допускаемые напряжения определяем исходя из длительной работы редуктора:

для шестерни $[\sigma_H]_1 = 2,75 \cdot 258 \cdot 1 = 710 \text{ Н/мм}^2$;

для колеса $[\sigma_H]_2 = 2,75 \cdot 152 \cdot 1 = 418 \text{ Н/мм}^2$.

Допускаемые напряжения изгиба зубьев

При одностороннем действии нагрузки

$$[\sigma_F] = \frac{(1,5-1,6)\sigma_{-1}}{[n]K_\sigma},$$

где $[n]$ – коэффициент запаса прочности, $[n]=1,5$ (таблица 8);

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений у корня зуба, $K_\sigma=1,5$ (таблица 9).

Для шестерни $[\sigma_F]_1 = \frac{1,5 \cdot 318}{1,5 \cdot 1,5} = 212 \text{ Нмм}^2$;

для колеса $[\sigma_F]_2 = \frac{1,5 \cdot 236}{1,5 \cdot 1,5} = 157 \text{ Нмм}^2$.

Межосевое расстояние передачи

$$a = (u+1) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{[\sigma_H]_2}\right)^2 \frac{KM_{K1}}{u\psi_{ba}}},$$

где u – передаточное число редуктора, $u=4,01$;

M_{K1} – крутящий момент на валу шестерни;

$$M_{K1} = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{8400}{76,4} = 110 \text{ Н/м} = 110000 \text{ Н/мм};$$

K – коэффициент нагрузки, $K = 1,45$;

$[\sigma_H]_2$ – допускаемое контактное напряжение материала зубчатого колеса,

$[\sigma_H]_2 = 418 \text{ Н/мм}^2$;

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса, $\psi_{ba} = 0,4$.

Подставляя выбранные значения величин, получим:

$$a = (4,01+1) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{418}\right)^2 \frac{1,45 \cdot 110000}{4,01 \cdot 0,4}} = 202 \text{ мм}$$

Принимаем $a = 210 \text{ мм}$.

Модуль зацепления

$$m = (0,01-0,02) \cdot a = (0,01-0,02) \cdot 210 = 2,1 \div 4,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $m=2,5$ (таблица 10).

Основные параметры зубчатой пары

Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{2a}{m(u+1)} = \frac{2 \cdot 210}{2,5(4,01+1)} = 33,53, \text{ принимаем } z_1=34;$$

$$z_2 = uz_1 = 34 \cdot 4,01 = 136,3.$$

Принимаем $z_2 = 136$.

Делительные диаметры шестерни и колеса (мм)

$$d_1 = mz_1 = 2,5 \cdot 34 = 85$$

$$d_2 = mz_2 = 2,5 \cdot 136 = 340$$

Диаметры окружностей выступов шестерни и колеса (мм)

$$da_1 = d_1 + 2m = 85 + 2 \cdot 2,5 = 90$$

$$da_2 = d_2 + 2m = 340 + 2 \cdot 2,5 = 345$$

Диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса (мм)

$$df_1 = d_1 - 2,5m = 85 - 2,5 \cdot 2,5 = 78,75$$

$$df_2 = d_2 - 2,5m = 340 - 2,5 \cdot 2,5 = 333,75$$

Межосевое расстояние

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{2,5(34 + 136)}{2} = 212,5 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 212,5 = 85 \text{ мм}$$

Ширину шестерни из условия неточности сборки принимаем

$$b_1 = b_2 + 5 = 85 + 5 = 90 \text{ мм}$$

Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{136}{34} = 4$$

Окружная скорость передачи

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,085 \cdot 730}{60} = 3,25 \text{ м/с}$$

При твердости материала менее НВ 350 и данной окружной скорости назначаем 8-ю степень точности изготовления зубчатых колес (таблица 11).

Уточнение коэффициента нагрузки

$$K_\phi = K_V \cdot K_\beta,$$

где K_V – динамический коэффициент, $K_V = 1,3$ (таблица 12),

$$K_\beta – \text{коэффициент концентрации нагрузки } K_\beta = \frac{1 + K'_\beta}{2},$$

$K'_\beta = 1,25$ – коэффициент концентрации нагрузки для неприрабатывающихся зубчатых колес при относительной ширине шестерни $\psi_{bd1} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{85}{85} = 1$, (таблица 14).

$$K_\phi = K_V \cdot K_\beta = 1,3 \cdot \frac{1 + 1,25}{2} = 1,46.$$

Проверка расчетных контактных напряжений

$$\sigma_H = \frac{340}{a} \sqrt{\frac{K_\phi M_{x1} (u_\phi + 1)^3}{b_2 u_\phi}} = \frac{340}{212,5} \sqrt{\frac{1,46 \cdot 110 \cdot 10^3 (4 + 1)^3}{85 \cdot 4}} = 389 \text{ Н/мм}^2 < 418 \text{ Н/мм}^2.$$

Силы, действующие в зацеплении

Окружное усилие

$$F_t = \frac{2M_{K1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 110 \cdot 10^3}{85} = 2588 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие $F_r = F_t t_g \alpha$,

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$; $F_r = 2588 \cdot 0,364 = 942 \text{ Н.}$

Расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зуба шестерни

$$\sigma_F = \frac{F_t K_\phi}{y b_2 m},$$

где y – коэффициент формы зуба (таблица 15); $y_1 = 0,428$; $y_2 = 0,487$.

Проведем сравнительную оценку прочности зубьев шестерни и зубчатого колеса на изгиб:

для шестерни $y_1 [\sigma_F]_1 = 0,428 \cdot 212 = 90,7 \text{ Н/мм}^2$;

для колеса $y_2 [\sigma_F]_2 = 0,487 \cdot 157 = 76,5 \text{ Н/мм}^2$.

Расчет ведем для зубьев колеса, как наименее прочному элементу

$$\sigma_{F2} = \frac{1,46 \cdot 2588}{0,487 \cdot 85 \cdot 2,5} = 36,5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F]_2$$

Ориентировочный расчет валов

Крутящие моменты $M_{K1} = 110000 \text{ Нмм}$, $M_{K2} = M_{K1} \cdot u_\phi = 110000 \cdot 4 = 440000 \text{ Нмм}$.

Конструирование валов

Валы изготавливаем из стали 40.

Предварительно определяем диаметры валов из расчета только на кручение, задаваясь допусковым напряжением $[\tau] = 40 \text{ Н/мм}^2$.

Ведущий вал $d_{1b} = \sqrt[3]{\frac{M_{K1}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{110 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40}} = 23,9 \text{ мм}$

Принимаем $d_{1b} = 25 \text{ мм}$ (таблица 16).

Значения диаметров остальных шеек вала подбираем конструктивно:

$d_{1c} = 28$ – диаметр вала под сальником (таблица 18);

$d_{1II} = 30$ – диаметр вала под подшипником (таблицы 19, 20, 21, 22);

$d_{1III} = 35$ – диаметр вала под шестерней.

Ведомый вал $d_{2b} = \sqrt[3]{\frac{M_{K2}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{440 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40}} = 38 \text{ мм}$

Задаемся:

$d_{2b} = 38 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца (таблица 17);

$d_{2c} = 40 \text{ мм}$ – диаметр вала под сальником (таблица 18);

$d_{2II} = 45 \text{ мм}$ – диаметр вала под подшипником (таблицы 19, 20, 21, 22);

$d_{2k} = 48 \text{ мм}$ – диаметр вала под зубчатым колесом.

Конструктивные размеры зубчатых колес и элементов корпуса

Шестерня – выполняется сплошной.

Зубчатое колесо: диаметр ступицы $d_{2cm} = 1,6 d_{2k} = 1,6 \cdot 48 = 76,8 \text{ мм}$, задаемся

$d_{2cm} = 76 \text{ мм}$

Длина ступицы $l_{2cm} = 1,5 d_{2k} = 1,5 \cdot 48 = 72 \text{ мм}$, принимаем $l_{2cm} = 85 \text{ мм}$.

Толщина обода $L = 3m = 3 \cdot 2,5 = 7,5$ мм, принимаем $L = 8$ мм.

Толщина диска $c_2 = 0,3b_2 = 0,3 \cdot 85 = 25,5$ мм, принимаем $c_2 = 26$ мм.

Размеры элементов корпуса

Толщина стенки $\delta = 0,025a + 1 = 0,025 \cdot 212,5 = 6,3$ мм, принимаем $\delta = 7$ мм.

Толщина соединительных фланцев корпуса и крышки $S_B = 1,5 \cdot 7 = 10,5$, принимаем $S_B = 11$ мм.

Толщина нижнего фланца $S_H = 2 \cdot 7 = 14$, принимаем $S_H = 15$ мм.

Радиус сопряжений $R = (0,5 - 1,5)\delta = 3,5 - 10,5$ мм, принимаем 7 мм.

Толщина наружных ребер $\delta_1 = 0,8\delta = 0,8 \cdot 7 = 5,6$ мм, принимаем $\delta_1 = 7$ мм.

Зазор между внутренними стенками корпуса и деталями вращения

$S_1 = (1 - 1,5)\delta = (1 - 1,5) \cdot 7 = 7 - 10,5$ мм, принимаем 10 мм.

Зазор между дном корпуса и колесом $S_2 = 3\delta = 3 \cdot 7 = 21$ мм, принимаем 25 мм.

Диаметр фундаментных болтов $d_\phi = (1,5 - 2,5)\delta = (1,5 - 2,5) \cdot 7 = 10,5 - 17,5$, принимаем 16 мм (таблица 29).

Диаметр болтов соединительных фланцев $d_c = (0,8 - 1,2)\delta = (0,8 - 1,2) \cdot 7 = 5,6 - 8,4$, принимаем 10 мм.

Ширина фундаментного фланца $K = 4d_\phi = 4 \cdot 16 = 64$ мм.

Ширина фланца для крепления крышки к корпусу редуктора $K_i = 4d_c = 4 \cdot 10 = 40$ мм.

Расстояние между стенкой гнезда подшипника и стяжным болтом $e = (1 - 1,2)d_c = (1 - 1,2) \cdot 10 = 10 - 12$ мм, принимаем 12 мм.

Подбор подшипников

Расчет ведем без учета догружения вала силой от муфты, возникающей в результате неточности монтажа.

Из предыдущих расчетов: $F_t = 2588$ Н,

$F_r = 942$ Н.

Реакции опор ведомого вала

Опоры располагаются симметрично относительно зубчатой пары.

В плоскости XY $R_{CX} = R_{DX} = \frac{F_t}{2} = \frac{2588}{2} = 1294$ Н.

В плоскости XZ $R_{CY} = R_{DY} = \frac{F_r}{2} = \frac{942}{2} = 471$ Н.

Суммарные реакции $R_C = R_D = \sqrt{1294^2 + 471^2} = 1377$ Н = 140,5 кгс

Приведенная нагрузка на подшипник при отсутствии осевой составляющей

$$P = R \cdot K_K \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

где R-радиальная нагрузка, $R = 1377$ Н = 140,5 кгс

K_K -коэффициент вращения кольца, $K_K = 1$;

K_σ -коэффициент безопасности, для редукторов $K_\sigma = 1,4$ (таблица 24)

K_T -температурный коэффициент, при температуре менее 100°C,

$K_T = 1$ (таблица 25).

Тогда $P = 140,5 \cdot 1,4 = 197$ кгс

Задаемся долговечностью работы подшипникового узла $t_n = 1000$ часов,

тогда

$$C = P \cdot \left(\frac{6}{10^5} \cdot n \cdot t_n \right)^{0,3} = 197 \cdot \left(\frac{6}{10^5} \cdot 182 \cdot 1000 \right)^{0,3} = 805 \text{ кгс}$$

В таблицах 19, 20, 21, 22 подбираем шарикоподшипник, ориентируясь по посадочному диаметру вала и динамической грузоподъемности, №109 С=1650 кгс
Габаритные размеры шарикоподшипника $d \times D \times B = 45 \times 75 \times 16$.

Примечание. Подбор подшипников сделать и для ведущего вала.

Проверочный расчет валов проведем по третьей теории прочности

$$M_{\text{эк}} = \sqrt{M_u^2 + M_k^2}$$

Согласно эскизной компоновки $l_1 = l_2 = 65 \text{ мм}$. $M_{\text{изг}} = 1377 \cdot 65 = 89505 \text{ Нмм}$.

Ведущий вал

$$M_{\text{эк}} = \sqrt{M_{1в}^2 + M_{1к}^2} = \sqrt{89505^2 + 110000^2} = 141814 \text{ Нмм}$$

$$d_{1в} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эк}}}{0,1[\sigma_F]_2}} = \sqrt[3]{\frac{141814}{0,1 \cdot 157}} = 20,7 < 35 \text{ мм};$$

Ведомый вал

$$M_{\text{эк}} = \sqrt{M_{2в}^2 + M_{2к}^2} = \sqrt{89505^2 + 440000^2} = 449011 \text{ Нмм}$$

$$d_{2в} = \sqrt[3]{\frac{449011}{0,1 \cdot 157}} = 30,58 < 48 \text{ мм};$$

Посадка зубчатого колеса на вал

Сопряжение – система отверстия; допуски соединения

$$\square 48 \frac{H7}{k6} \left(\frac{+0,025}{+0,018/+0,002} \right)$$

верхнее и нижнее отклонение отверстия $BO_A = +0,025 \text{ мм}$, $HO_A = 0 \text{ мм}$;

верхнее и нижнее отклонение вала $BO_B = +0,018 \text{ мм}$, $HO_B = +0,002 \text{ мм}$;

предельные размеры отверстия $d_{A\text{max}} = 48,025 \text{ мм}$, $d_{A\text{min}} = 48 \text{ мм}$;

предельные размеры вала $d_{B\text{max}} = 48,018 \text{ мм}$, $d_{B\text{min}} = 48,002 \text{ мм}$;

допуск отверстия $\delta_A = d_{A\text{max}} - d_{A\text{min}} = 48,025 - 48 = 0,025 \text{ мм}$;

допуск вала $\delta_B = d_{B\text{max}} - d_{B\text{min}} = 48,018 - 48,002 = 0,016 \text{ мм}$;

максимальный зазор $S_{\text{max}} = d_{A\text{max}} - d_{B\text{min}} = 48,025 - 48,002 = 0,023 \text{ мм}$;

максимальный натяг $N_{\text{max}} = d_{B\text{max}} - d_{A\text{min}} = 48,018 - 48 = 0,018 \text{ мм}$.

Посадка подшипника №109 на вал

Отверстие внутреннего кольца подшипника класса «6» – $\square 45_{-0,010} \text{ мм}$; для сопрягаемой с подшипником шейки вала назначаем допуск $\square 45k6(+0,018/+0,002)$;

верхнее и нижнее отклонение отверстия $BO_A = 0$, $HO_A = -0,010 \text{ мм}$;

верхнее и нижнее отклонение вала $BO_B = +0,018 \text{ мм}$, $HO_B = +0,002 \text{ мм}$;

предельные размеры отверстия $d_{A\text{max}} = 45 \text{ мм}$, $d_{A\text{min}} = 44,99 \text{ мм}$;

предельные размеры шейки вала $d_{B\text{max}} = 45,018 \text{ мм}$, $d_{B\text{min}} = 45,002 \text{ мм}$;

допуск отверстия $\delta_A = d_{A\text{max}} - d_{A\text{min}} = 45 - 44,99 = 0,01 \text{ мм}$;

допуск вала $\delta_B = d_{B\text{max}} - d_{B\text{min}} = 45,018 - 45,002 = 0,016 \text{ мм}$;

максимальный и минимальный натяги соединения

$$N_{\max} = d_{B\max} - d_{A\min} = 45,018 - 44,990 = 0,019 \text{ мм};$$

$$N_{\min} = d_{B\min} - d_{A\max} = 45,002 - 45 = 0,002 \text{ мм}.$$

Установка подшипника в корпус

Назначаем: допуск на обработку отверстия $\square 75\text{H7}(+0,030)$;

внешний диаметр подшипника выполнен с допуском $\square 75_{-0,011}$ мм;

предельные размеры отверстия $d_{A\max} = 75,030$ мм, $d_{A\min} = 75$ мм;

предельные размеры внешнего диаметра подшипника $d_{B\max} = 75$ мм, $d_{B\min} = 74,989$ мм;

допуск отверстия $\delta_A = d_{A\max} - d_{A\min} = 75,030 - 75 = 0,030$ мм;

допуск внешнего диаметра подшипника $\delta_B = d_{B\max} - d_{B\min} = 75 - 74,989 = 0,011$ мм;

максимальный и минимальный зазоры соединения

$$S_{\max} = d_{A\max} - d_{B\min} = 75,030 - 74,989 = 0,041 \text{ мм}, S_{\min} = d_{A\min} - d_{B\max} = 75 - 75 = 0.$$

Приложение

Таблица 1-Технические данные асинхронных электродвигателей

нормальная мощность, $N_{\text{ном}}, \text{ кВт}$	Синхронная частота вращения, об/мин					
	1500		1000		750	
	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}, \text{ об/мин}$	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}, \text{ об/мин}$	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}, \text{ об/мин}$
0,75	4AM71B4Y3	1390	4AM80A6Y3	915	4AM90LA8Y3	700
1,1	4AM80A4Y3	1420	4AM80B6Y3	920	4AM90LB8Y3	700
1,5	4AM80B4Y3	1415	4AM90L6Y3	935	4AM100L8Y3	700
2,2	4AM90L4Y3	1425	4AM100L6Y3	950	4AM112MA8Y3	700
3,0	4AM100S4Y3	1435	4AM112MA6Y3	955	4AM112MB8Y3	700
4,0	4AM100L4Y3	1430	4AM112MB6Y3	950	4AM132S8Y3	720
5,5	4AM112M4Y3	1445	4AM132S6Y3	965	4AM132M8Y3	720
7,5	4AM132S4Y3	1455	4AM132M6Y3	970	4AM160S8Y3	730
11,0	4A132M4Y3	1455	4A160S6Y3	970	4A160M8Y3	730
15,0	4A160S4Y3	1455	4A160M6Y3	970	4A180M8Y3	730
18,5	4A160M4Y3	1460	4A180M6Y3	980	4A200M8Y3	730
22,0	4A180S4Y3	1460	4A200M6Y3	980	4A200L8Y3	730
30,0	4A180M4Y3	1460	4A200L6Y3	980	4A225M8Y3	735
37,0	4A200M4Y3	1465	4A225M6Y3	980	4A250S8Y3	735

Таблица 2-Коэффициент полезного действия передач

Тип передачи	$\eta_{\text{з.п.}}$ в масляной ванне
Зубчатая цилиндрическая передача	0,96-0,97

Таблица 3-Коэффициент полезного действия подшипников

Тип подшипников	$\eta_{\text{под.}}$
Одна пара подшипников качения	0,99

Таблица 4-Передаточное число понижающих передач

Тип передач	Рекомендуемые значения	Наибольшие значения
Зубчатая цилиндрическая передача в закрытом корпусе	3-6	12,5

Таблица 5 – Рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и зубчатого колеса

	Марка стали				
	45	50	55	40X	40XH
Шестерня	45	50	55	40X	40XH
Зубчатое колесо	35	40	45	55	35X

Таблица 6 – Механические свойства некоторых марок сталей

Марка стали	Предел прочности σ_B , Н/мм ²	Предел текучести σ_T , Н/мм ²	Твердость НВ	Термообработка
35	510	270	140-187	Нормализация
40	550	280	152-207	Нормализация
45	590	300	162-217	Нормализация
45	830	540	223-250	Улучшение
50	610	320	180-229	Нормализация
50	740	410	241-285	Улучшение

Таблица 7 – Данные к выбору материалов для стальных зубчатых колес при твердости более НВ 350

Марка стали	Термическая обработка	Твердость поверхностей зубьев HRC	Механические характеристики материала сердцевины зубьев		с
			σ_B	σ_T	
			Н/мм ²		
20	Цементизация	58-63	410	240	19,6
20Г		58-63	450	270	19,6
12ХН2		56-68	780	590	27,5
12ХН3А		58-60	930	630	30,5
15Х		58-63	690	490	27,5
18ХГТ		58-60	980	830	30,5
20Х		54-62	780	640	27,5
20ХН		54-62	790	590	27,5
20ХН3А		58-63	930	740	30,5
45		Объемная закалка	37-50	590	330
50	41-58		620	340	25,5
40Х	45-50		980	830	25,5

40ХН		45-50	980	830	25,5
40	Поверхностная закалка	38-52	550	270	24
45		48-55	590	330	24
50		50-57	620	340	24
40Х		50-55	740	490	24
40ХН		51-57	790	490	24

Таблица 8 – Коэффициент запаса прочности

Стальные заготовки зубчатых колес	Значение [n]
Отливки, термически не обработанные	1,9
Отливки, подвергнутые отжигу, нормализации или улучшению	1,7
Поковки, подвергнутые нормализации или улучшению	1,5
Поковки: зубья, подвергнутые объемной закалке	1,8
Заготовки термообработанные: зубья имеют твердую поверхность (>НВ 350) и вязкую сердцевину	2,2

Таблица 9 – Эффективный коэффициент концентрации напряжений

Термообработка зубчатых колес	Значение K_σ
Нормализация или улучшение	1,4-1,6
Объемная закалка	1,8
Цементизация, азотирование и цианирование	1,2

Таблица 10 – Значение модулей зубчатых передач (выборка из ГОСТа 9563-60)

m (мм)		
1	2,5	5,5
1,25	3	6
1,5	3,5	6,5
1,75	4	7
2	4,5	8
2,25	5	9

Таблица 11 – Зависимость предельной окружной скорости от степени точности изготовления зубчатых колес

Форма зубьев	Твердость поверхностей зубьев колес НВ	Степень точности			
		6	7	8	9
Окружная скорость, м/с					
прямые	≤ 350	18	12	6	4
	>350	15	20	5	3
косые	≤ 350	36	25	12	8
	>350	60	20	9	6

Таблица 12 – Значения динамического коэффициента K_V для прямозубых колес

Степень точности зацепления	Твердость поверхности зубьев НВ	Окружная скорость в м/с			
		до 1	до 3	до 8	до 12
6	до 200	1	1,1	1,2	1,4
	200-350	1	1,1	1,2	1,3
	свыше 350	1	1	1,2	1,3
7	до 200	1	1,3	1,5	1,6
	200-350	1	1,2	1,4	1,5
	свыше 350	1	1,2	1,3	1,4
8	до 200	1,1	1,4	1,6	-
	200-350	1	1,3	1,5	-
	свыше 350	1	1,3	1,4	-
9	до 200	1,2	1,5	-	-
	200-350	1,1	1,4	-	-

Таблица 13 – Значение динамического коэффициента K_V для косозубых колес

Степень точности зацепления	Твердость поверхности зубьев НВ	Окружная скорость, м/с				
		2-3	3-8	8-12	12-18	18-25
6	≤ 350	1	1	1,1	1,2	1,3
	>350	1	1	1	1,1	1,2
7	≤ 350	1	1	1,2	1,3	1,4
	>350	1	1	1,1	1,2	1,3
8	≤ 350	1,1	1,3	1,4	-	-
	>350	1,1	1,2	1,3	-	-
9	≤ 350	1,2	1,4	-	-	-

Таблица 14 – Значения коэффициента K_{β} концентрации нагрузки для неприрабатывающихся зубчатых колес

Положение зубчатых колес относительно опор	Степень точности зацепления	Относительная ширина колес b_2/d_1						
		0,4	0,8	1,0	1,2	1,6	1,8	2,0
Симметричное	6	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,35
	7	1,05	1,1	1,15	1,25	1,3	1,35	1,45
	8	1,15	1,2	1,25	1,3	1,4	1,5	1,6
	9	1,25	1,3	1,35	1,45	1,5	1,6	1,7
Несимметричное или консольное	6	1,15	1,25	1,3	1,3	1,35	1,4	1,45
	7	1,2	1,3	1,35	1,35	1,45	1,45	1,5
	8	1,3	1,4	1,5	1,5	1,55	1,6	1,7
	9	1,4	1,55	1,6	1,6	1,65	1,75	1,85

Таблица 15 – Коэффициент формы зуба Y

Число зубьев	Зубчатые колеса внешнего зацепления	Число зубьев	Зубчатые колеса внешнего зацепления
12	0,304	35	0,431
14	0,324	40	0,442
16	0,339	45	0,451
18	0,354	50	0,457
20	0,372	65	0,472
22	0,388	80	0,478
24	0,395	100	0,481
26	0,404	150	0,490
28	0,411	300	0,496
30	0,416	Рейка	0,523

Таблица 16 – Основные параметры упругих втулочно-пальцевых муфт (рис. 8) по Гост 21424-93

d , мм	D , мм	D_1 , мм	L_{\max} , мм	Вращающий момент M_K , Нм
16; 18	90	48	84	32
20; 22	100	52	104	55
25; 28	120	58	125	130
(30); 32; (35); 36; (38)	140	66	165	240
40; (42); 45	170	75	226	450
(48); 50; 55	190	85	226	700
60; (65)	220	95	286	1100
70; (75)	250	105	286	2000
80; (85); 90; (95)	320	125	350	4000
100; 110; (120)	400	150	432	8000
125; (130); 140; (150)	490	180	515	15000

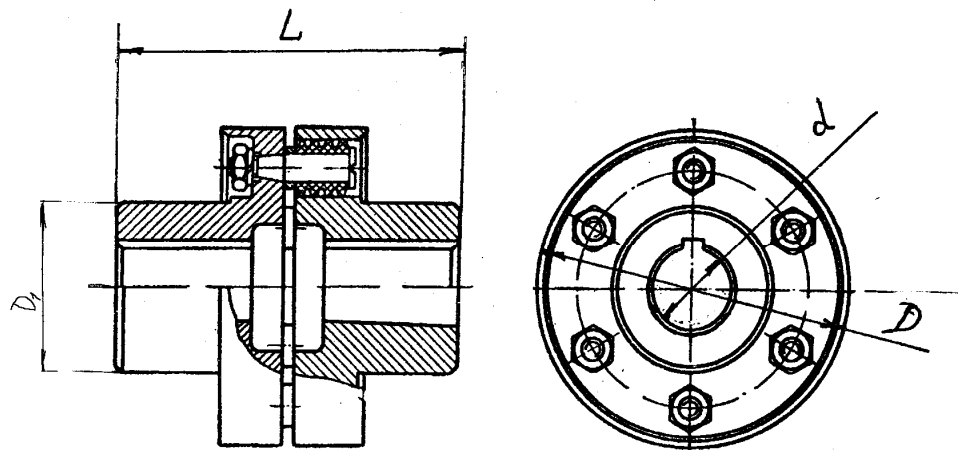


Рисунок 8 – Упругая муфта

Таблица 17 – Основные параметры зубчатых муфт (рис.9)

Обозначение	d, мм	D, мм	D ₁ , мм	D ₂ , мм	L, мм	l, мм	l ₁ , мм	M _{max} , кгМ
Нормаль МН 5023-63								
МЗ-28	28	42	90	60	94	62	42	28
МЗ-34	34	48	115	85	110	64	50	50
МЗ-38	38	52	115	85	120	66	55	71
Гост 50895-96								
1	40	54	170	110	115	68	56	71
2	50	64	185	125	145	70	72	140
3	60	75	220	150	175	80	85	315
4	75	80	250	175	215	86	105	560
5	90	105	290	200	240	92	118	800
6	105	120	320	230	260	98	126	1180
7	120	135	350	260	290	104	142	1900
8	140	155	380	290	330	118	162	2360
9	160	175	430	330	340	125	166	3000
10	180	195	490	390	370	140	182	5000

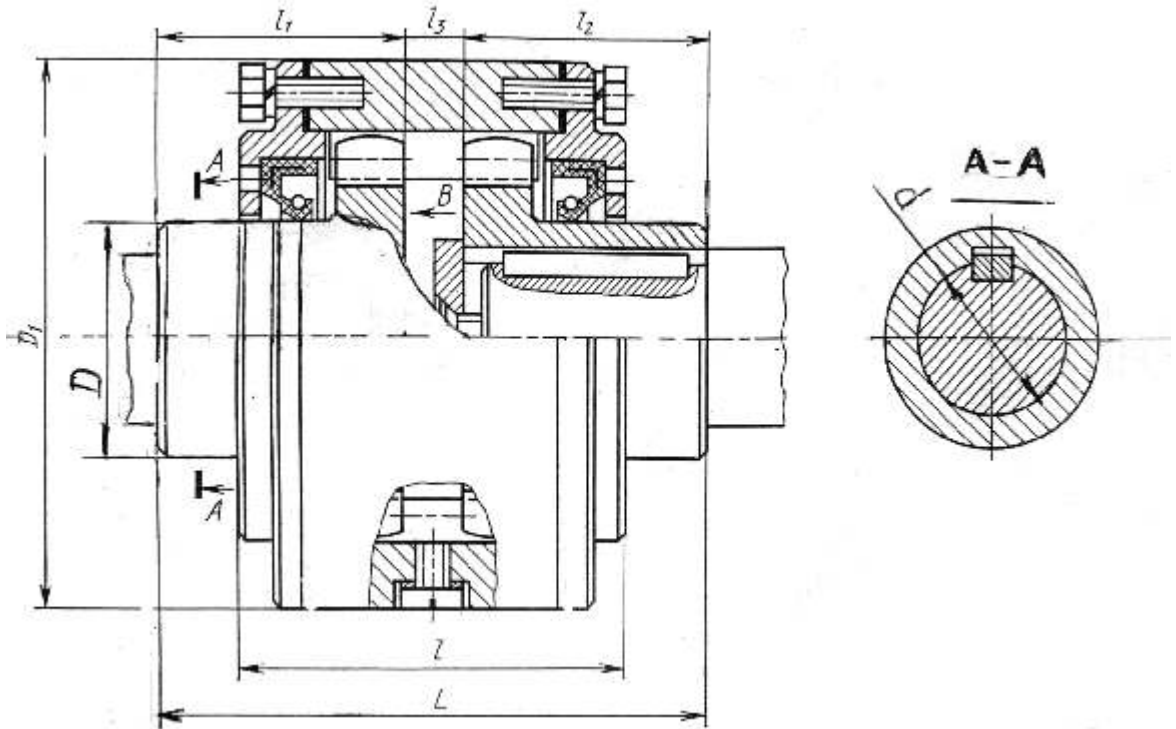


Рисунок 9 – Зубчатая муфта

Таблица 18 – Манжеты резиновые для уплотнения валов (по ГОСТу 8752-79); размеры, мм

Диаметр вала, d	D	d_1	d_2
20	40	28,7 29,7	36
25	42	32,7	38
28	47	35,7	42
30	52	37,7	47
32		39,7	
35	58	42,7	53
38		45,7	
40	60	47,6	55
45	65	52,7	60
48	70	55,7	65
50		57,7	
55	80	64	74
60	85	69	79
65	90	74	84
70	95	79	89
75	100	84	94
80	105	89	99

d_B	B	h	d_n	B_1
20-52	10	3,0	3,0	8
55-80	12	3,0	3,0	10

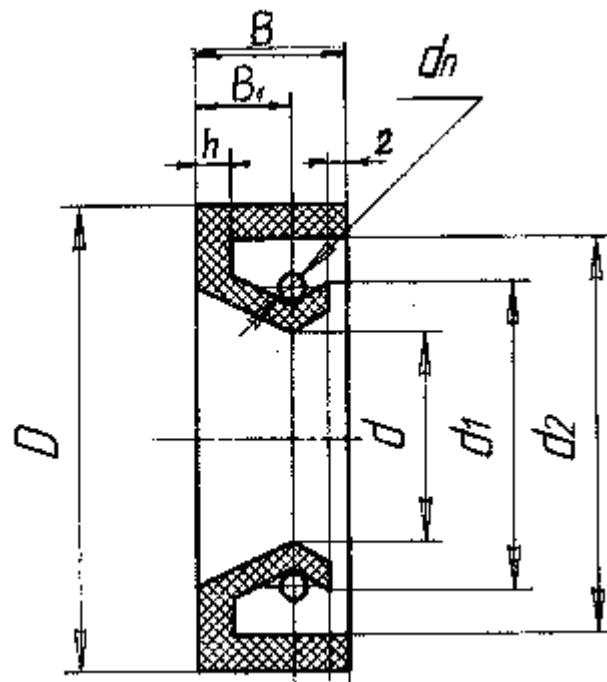


Таблица 19 – Шарикоподшипники радиальные однорядные. Особо легкая серия диаметров 1 (ГОСТ 8338-75)

Условные обозначения подшипника	Размеры, мм			Динамическая грузоподъемность С, кгс
	d	D	B	
100	10	26	8	360
101	12	28	8	400
104	20	42	12	736
105	25	47	12	790
106	30	55	13	1040
107	35	62	14	1250
108	40	68	15	1320
109	45	75	16	1650
110	50	80	16	1630
111	55	90	18	2220
112	60	95	18	2410
113	65	100	18	2400
114	70	110	20	3030
115	75	115	20	3010
116	80	125	22	3740
117	85	130	22	3710
118	90	140	24	4110
119	95	145	24	4080
120	100	150	24	4230
121	105	160	26	5660
122	110	170	28	6430
124	120	180	28	6660
126	130	200	33	7970
128	140	210	33	8270
130	150	225	35	9860
132	160	240	38	10700
134	170	260	42	12600
136	180	280	46	14800
138	190	290	46	14700
140	200	310	51	16200
148	240	360	56	19200
156	280	420	65	23700
164	320	480	74	27100

Таблица 20 - Шарикоподшипники радиальные однорядные. Легкая серия диаметров 2 (ГОСТ 8338-75)

Условные обозначения подшипника	Размеры, мм			Динамическая грузоподъемность С, кгс
	d	D	B	
200	10	30	9	469
201	12	32	10	478
202	15	35	11	597
203	17	40	12	752
204	20	47	14	1000
205	25	52	15	1100
206	30	62	16	1530
207	35	72	17	2010
208	40	80	18	2560
209	45	85	19	2570
210	50	90	20	2750
211	55	100	21	3400
212	60	110	22	4110
213	65	120	23	4490
214	70	125	24	4880
215	75	130	25	5190
216	80	140	26	5700
217	85	150	28	6540
218	90	160	30	7580
219	95	170	32	8530
220	100	180	34	9580
221	105	190	36	10400
222	110	200	38	11300
224	120	215	40	12300
226	130	230	40	12000
228	140	250	42	12600
230	150	270	45	14900
232	160	290	48	15800
234	170	310	52	18900

Таблица 21 - Шарикоподшипники радиальные однорядные. Средняя серия диаметров 3(ГОСТ 8338-75)

Условные обозначения подшипника	Размеры, мм			Динамическая грузоподъемность С, кгс
	d	D	B	
300	10	35	11	636
301	12	37	12	763
302	15	42	13	890
303	17	47	14	1090
304	20	52	15	1250
305	25	62	17	1760
306	30	72	19	2200
307	35	80	21	2620
308	40	90	23	3190
309	45	100	25	3780
310	50	110	27	4850
311	55	120	29	5600
312	60	130	31	6410
313	65	140	33	7270
314	70	150	36	8170
315	75	160	37	8900
316	80	170	39	9650
317	85	180	41	10400
318	90	190	43	11200
319	95	200	45	12000
320	100	215	47	13600
321	105	225	49	14400
322	110	240	50	16100
324	120	250	55	17000
326	130	280	58	18000
330	150	320	65	21700

Таблица 22 - Шарикоподшипники радиальные однорядные. Тяжелая серия диаметров 4 (ГОСТ 8338-75)

Условные обозначения подшипника	Размеры, мм			Динамическая грузоподъемность С, кгс
	d	D	B	
403	17	62	17	1780
405	25	80	21	2920
406	30	90	23	3720
407	35	100	25	4360
408	40	110	27	5030
409	45	120	29	6040
410	50	130	31	6850
411	55	140	33	7870
412	60	150	35	8560
413	65	160	37	9260
414	70	180	42	11300
415	75	190	45	11900
416	80	200	48	12800
417	85	210	52	13600

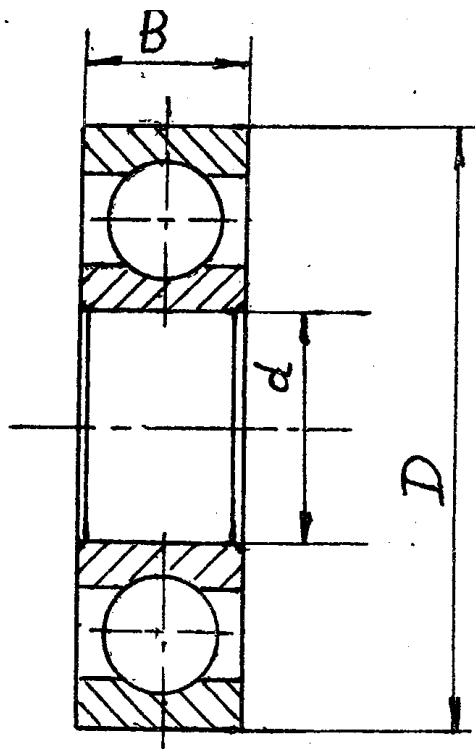


Таблица 23 – Коэффициенты радиальной (X) и осевой (Y) нагрузки

Тип подшипника	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{K_k F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{K_k F_r} > e$		e
		X	Y	X	Y	
Радиальный шариковый	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028				1,99	0,22
	0,056				1,71	0,26
	0,084				1,55	0,28
	0,110				1,45	0,30
	0,170				1,31	0,34
	0,280				1,15	0,36
	0,420				1,04	0,42
	0,560				1,00	0,44
Радиально-упорный шариковый	0,014	1	0	0,45	1,21	0,30
	0,029				1,62	0,34
	0,057				1,46	0,37
	0,086				1,34	0,41
	0,110				1,22	0,45
	0,170				1,13	0,48
	0,290				1,14	0,52
	0,430				1,01	0,54
	0,570				1,00	0,54

Примечание: C_0 – статическая грузоподъемность.

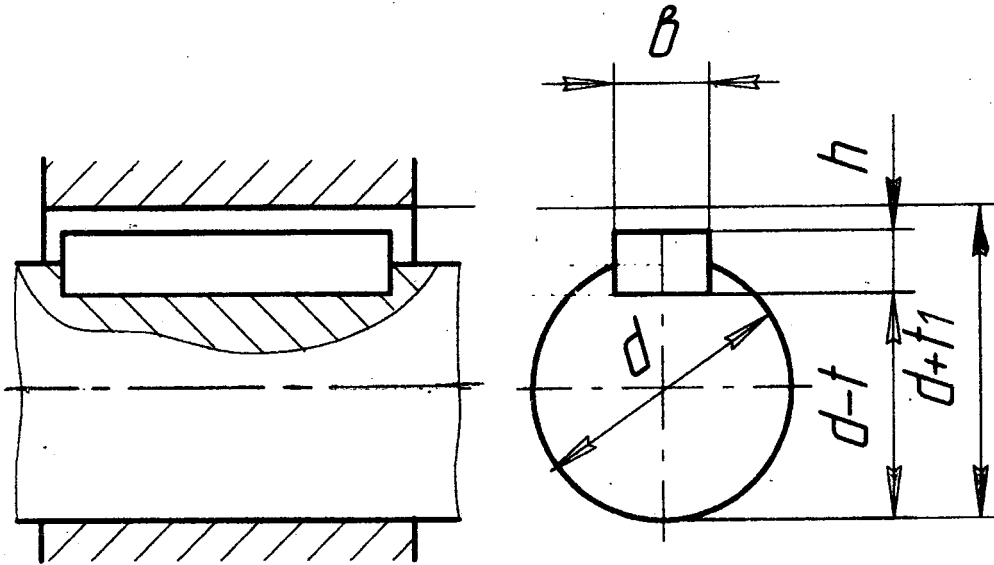
Таблица 24 – Значение коэффициента безопасности подшипников качения

Характер нагрузки	K_δ	Примеры использования
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременная перегрузка до 150% от номинальной (расчетной) нагрузки	1,3-1,5	Редукторы всех конструкций

Таблица 25 – Значение температурного коэффициента

Рабочая температура подшипника °C	до 100	125	150	175	200	225	250
Температурный коэффициент, K_T	1	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

Таблица 26 – Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78), размеры, мм



Диаметр вала d	Размеры сечений шпонок		Глубина паза	
	b	h	Вал t	Втулка t_1
Св. 10 до 12	4	4	2,5	1,8
“ 12 “ 17	5	5	3	2,3
“ 17 “ 22	6	6	3,5	2,8
“ 22 “ 30	8	7	4	3,3
“ 30 “ 38	10	8	5	3,3
“ 36 “ 44	12	8	5	3,3
“ 44 “ 50	14	9	5,5	3,8
“ 50 “ 58	16	10	6	4,9
“ 58 “ 65	18	11	7	4,4
“ 65 “ 75	20	12	7,5	4,9
“ 75 “ 85	22	14	9	5,4
“ 85 “ 95	25	14	9	5,4
“ 95 “ 100	28	16	10	6,4
“ 110 “ 130	32	18	11	7,4
“ 130 “ 150	36	20	12	8,4
“ 150 “ 170	40	22	13	9,4
“ 170 “ 200	45	25	15	10,4

Примечания: 1. Длины призматических шпонок выбирают из ряда: 6-8-10-12-14-16-18-20-22-25-28-32-36-40-45-50-56-63-70-80-90-100-110-125-150-160-180-200-220-250.

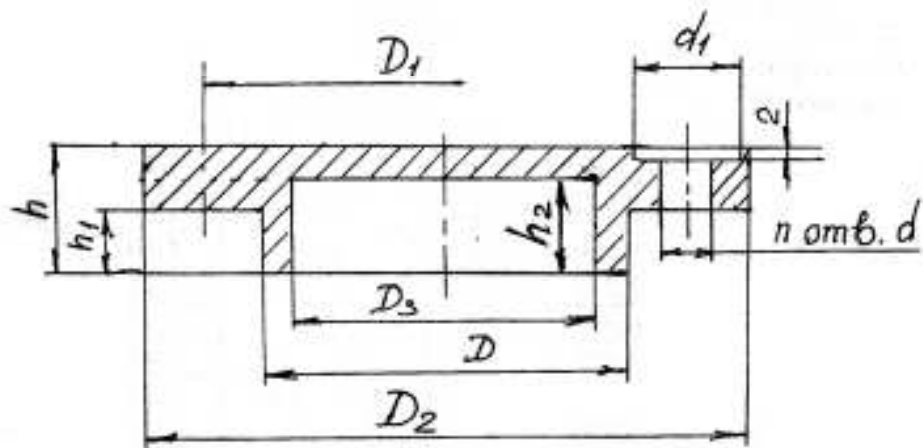


Рисунок 10 - Крышка торцовая глухая.

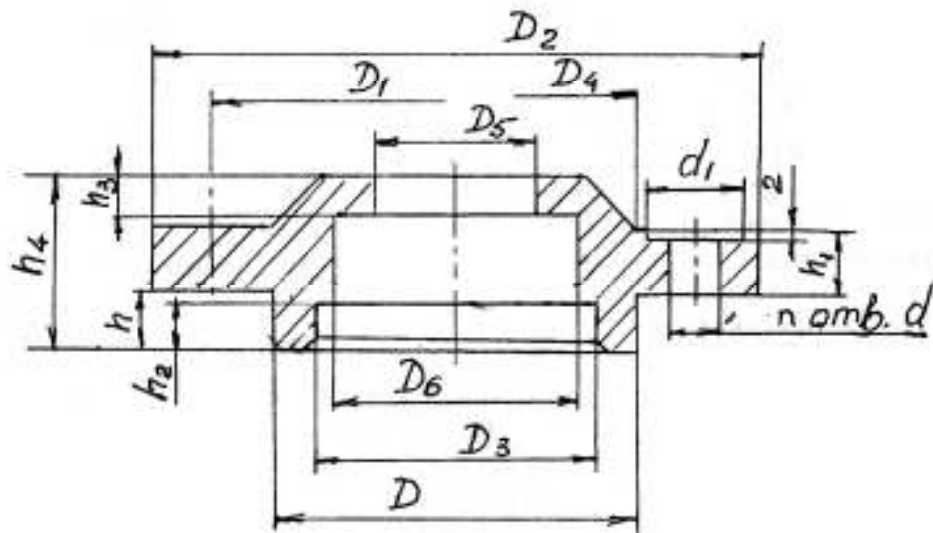


Рисунок 11 - Крышка торцовая с отверстием для манжетного уплотнения.

Таблица 27 – Крышки торцовые глухие (рисунок 10)

мм									
D	D ₁	D ₂	D ₃	h	h ₁	h ₂	d	d ₁	n
40; 42	54	70	34	15	5	10	7	14	4
44; 47	60	78	38						
50; 52	66	82	44	17	6	12	9	20	
55; 58; 60; 62	75	95	48 52						
65; 68; 70; 72; 75	84 90	105 110	58 62; 64						
80; 85; 90; 95	100 110	120 130	72 80	18					6
100; 105; 110	120 130	145 155	90 100						
115; 120; 125; 130; 135; 140; 145	140 150 160 170	165 175 185 195	110 110 125 130	23	8	17	11	24	
150; 155	180	210	135						
160	190	220	145	28	10	19	13	26	
170	200	230	155						
180	210	240	160						

Таблица 28 – Крышки торцовые с отверстием для манжетного уплотнения (рисунок 11)

мм															
D(D ₄)	D ₁	D ₂	D ₃	D ₅	D ₆	h	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	d	d ₁	n		
40; 42	54	70	34	16	30	5	10	2	4	22	9	14	4		
47	60	78	38											18	40
52	66	82	44											21	42
55	75	95	48											24	46
60; 62	78	95	52											26	52
65; 68	84	105	58											31	58
70; 72	90	110	62											36	58
75	90	110	64											38	65
80; 85	100	120	72											40	80
90; 95	110	130	80											42	90
100	120	145	90	42	100	6	12	3	5	34	11	24			
105; 110	130	155	95	50	110										
115; 120	140	165	105	56	110										
125; 130	150	175	115	60	120										
135; 140	160	185	125	66	130										
145	170	195	130	70	135										
150; 155	180	210	135	70	145										
160	190	220	145	70	145										
170	200	230	155	72	148										
180	210	240	160	72	148										
						10	18	5	6	42	13	26			
										46					

Таблица 29 – Болты (ГОСТ 7798-70)

		мм														
Номинальный диаметр резьбы, d		6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48
Шаг резьбы	крупный	1	1,25	1,5	1,75	2		2,5			3		3,5	4	4,5	5
	мелкий	-	1	1,25			1,5				2			3		
Диаметр стержня d_1		6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Размер «под ключ» S		10	13	16	18	21	24	27	30	34	36	41	46	55	65	75
Высота головки k		4,0	5,3	6,4	7,5	8,8	10,0	12,0	12,5	14,0	15,0	17,0	18,7	22,5	26,0	30,0
Диаметр описанной окружности e , не менее		10,9	14,2	17,6	19,9	22,8	26,2	29,6	33,0	37,3	39,6	45,2	50,9	60,8	71,3	82,6

Примечание: размеры болтов, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

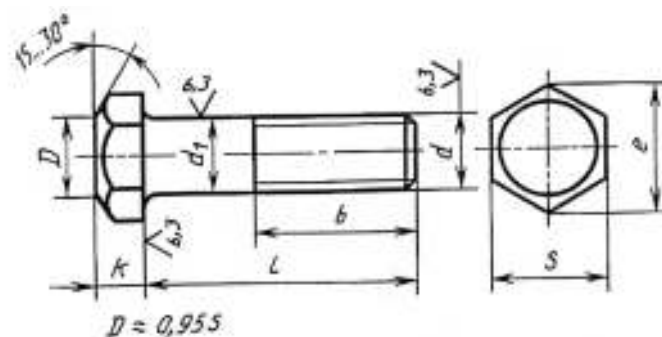


Таблица 30 – Гайки шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» класса точности В (ГОСТ 15521-70)
Конструкция и размеры

		мм													
Номинальный диаметр резьбы, d		8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30	36	42	48
Шаг резьбы	крупный	1,25	1,5	1,75	2		2,5			3		3,5	4	4,5	5
	мелкий	1	1,25		1,5				2			3			
Размер «под ключ» S		12	14	17	19	22	24	27	30	32	36	41	50	60	70
Диаметр описанной окружности D , не менее		13,1	15,3	18,7	20,9	23,9	26,2	29,6	33,0	35,0	39,6	45,2	55,4	66,4	76,9
D_1 , не менее		10,6	12,5	15,5	17,2	20,1	22,0	24,8	27,7	29,5	33,2	38,0	46,6	55,9	65,4
Высота H		6,5	8	10	11	13	15	16	18	19	22	24	29	34	38

Примечание: размеры гаек, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

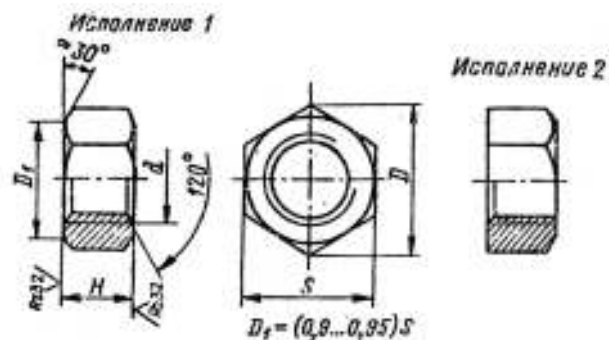


Таблица 31 – Пружинные шайбы (выборка из ГОСТ 6402-70)

мм					
Диаметр болта, винта, шпильки	d	Шайбы			
		Легкие (Л)		Нормальные (Н)	Тяжелые (Т)
		b	s	$s=b$	$s=b$
2	2,1	0,8	0,5	0,5	0,6
2,5	2,6	0,8	0,6	0,6	0,8
3	3,1	1,0	0,8	0,8	1,0
3,5	3,6	1,0	0,8	1,0	1,2
4	4,1	1,2	0,8	1,0	1,4
5	5,1	1,2	1,0	1,2	1,6
6	6,1	1,6	1,2	1,4	2,0
7	7,2	2,0	1,6	2,0	2,2
8	8,2	2,0	1,6	2,0	2,5
10	10,2	2,5	2,0	2,5	3,0
12	12,2	3,5	2,5	3,0	3,5
14	14,2	4,0	3,0	3,2	4,0
16	16,3	4,5	3,2	3,5	4,5
18	18,3	5,0	3,5	4,0	5,0
20	20,5	5,5	4,0	4,5	5,5
22	22,5	6,0	4,5	5,0	6,0
24	24,5	6,5	4,8	5,5	7,0
27	27,5	7,0	5,5	6,0	8,0
30	30,5	8,0	6,0	6,5	9,0
33	33,5	10	6,0	7,0	9,5
36	36,5	10	6,0	8,0	10
39	39,5	10	6,0	8,5	11
42	42,5	12	7,0	9,0	12
45	45,5	12	7,0	9,5	13
48	48,5	12	7,0	10	14

Примеры обозначений шайбы для болта диаметром 12 мм, тяжелой из стали 65Г с кадмиевым покрытием толщиной 9 мкм:

Шайба 12Т 65Г 02 9 ГОСТ 6402-70

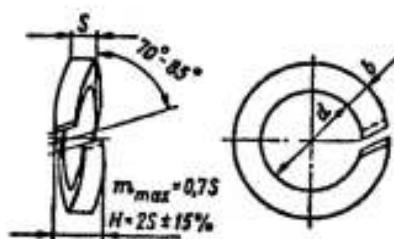


Таблица 32

Величина осевого зазора для радиально-упорных подшипников

Диаметр отверстия подшипника, мм	Пределы осевого зазора, мкм	
	При угле контакта	
	$\alpha = 12^{\circ}$	$\beta = 26^{\circ} - 36^{\circ}$
30 – 50	30 – 80	20 – 40
50 – 80	40 – 100	30 – 50
80 – 120	50 – 120	30 – 60
120 – 180	80 – 180	40 – 80
180 – 260	120 – 240	50 – 100

Примечание: Гарантированный осевой зазор радиальных шарикоподшипников останавливается в пределах $0,3 \div 1,5$ мм. Его регулировка торцевыми крышками допустима при длине вала $l \leq (10 - 12)d$

При более длинных валах фиксируется в осевом направлении одна из опор, а вторая остается «плавающей».

ЛИТЕРАТУРА

1. Анухин В. И. Допуски и посадки.-Питер, 2008
2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высшая школа, 1971. - 368 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 2002. - 408 с.
4. Ицкович Г.М. и др. Курсовое проектирование деталей машин. - М.: Машиностроение, 1970. - 596 с.
5. Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т. Детали машин. Проектирование - М.: Высшая школа, 2004.
6. Подшипники качения. Каталог-справочник. / Под редакцией Н.В. Горина. - М.: НИИ автопром, 1972. - 470 с.
7. Серов Ю.А. Допуски и посадки деталей машин: Методические указания. - Нижний Новгород: ННГАСУ, 2004. - 40 с.
8. Шейнблин А. Е. Курс проектирования деталей машин – М. : Высшая школа, 1991.
9. Подшипники качения: справочник-каталог./ Под редакцией В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280с.

Подписано в печать _____ . Бумага офсетная.
Формат . Уч. изд. л., Усл. печ. л.
Тираж экз. Зак. №

Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет
603600, Н. Новгород, Ильинская, 65.
Полиграфцентр ННГАСУ, 603600, Н. Новгород, Ильинская, 65.