

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

Учебно-методическое пособие
для выполнения лабораторных работ
по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования»,
«Детали машин», «Прикладная механика» и «Механика»
для студентов технических специальностей всех форм обучения

Севастополь
СевГУ
2019

Р е ц е н з е н т:

А.О. Харченко - к.т.н., профессор,
профессор кафедры «Технологии машиностроения»

Составители: А.В. Неменко, В.И. Пахалюк, А.М. Поляков, А.И. Рыжков

М55 Механические передачи и их элементы : учеб.-метод. пособие для выполнения лабораторных работ по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин», «Прикладная механика» и «Механика» для студентов технических специальностей всех форм обучения / Сост. : А.В. Неменко, В.И. Пахалюк, А.М. Поляков, А.И. Рыжков. – Севастополь : СевГУ, 2019. – 72 с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам в выполнении лабораторных работ по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин», «Прикладная механика» и «Механика».

УДК 621.833.1(076.5)
ББК 30.12-04Я73

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры «Техническая механика и машиноведение», протокол № 5 от 12 апреля 2019 г.

Подписано к печати 25.12.2019 г. Изд. № 54/19. Зак. 54/19. Тираж 100 экз.
Объем 4,5 п.л. Усл. печ. л. 4,18. Уч.-изд. л. 4,41.
Формат бумаги 60 х 84 1/16

РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»

СОДЕРЖАНИЕ

1 Изучение геометрии и кинематики цилиндрической зубчатой передачи.....	5
1.1 Цель работы.....	5
1.2 Цилиндрическая передача.....	5
1.3 Оборудование и инструменты.....	14
1.4 Порядок выполнения работы.....	14
1.5 План отчета.....	14
1.6 Перечень контрольных вопросов.....	14
Приложение 1А (обязательное) Таблицы отчета по лабораторной работе.....	16
Приложение 1Б (справочное) Справочные данные.....	18
Приложение 1В (справочное) Пример чертежа цилиндрического зубчатого колеса.....	21
2 Изучение конструкции и определение основных параметров редуктора двухступенчатого цилиндрического.....	22
2.1 Цель работы.....	22
2.2 Цилиндрические многоступенчатые редукторы.....	22
2.3 Оборудование и инструменты.....	25
2.4 Порядок выполнения работы.....	25
2.5 План отчета.....	26
2.6 Перечень контрольных вопросов.....	26
Приложение 2А (обязательное) Таблицы отчета по лабораторной работе.....	27
Приложение 2Б (справочное) Справочные данные.....	30
Приложение 2В (справочное) Примеры выполнения чертежей.....	32
3 Изучение конструкции и определение основных параметров редуктора червячного.....	38
3.1 Цель работы.....	38
3.2 Назначение и конструкция червячных редукторов.....	38
3.3 Оборудование и инструменты.....	44
3.4 Порядок выполнения работы.....	44
3.5 План отчета.....	45
3.6 Перечень контрольных вопросов.....	45
Приложение 3А (обязательное) Таблицы отчета по лабораторной работе.....	46
Приложение 3Б (справочное) Справочные данные.....	47
Приложение 3В (справочное) Примеры выполнения чертежей.....	50
4 Изучение конструкции и системы условных обозначений подшипников качения.....	59
4.1 Цель работы.....	59
4.2 Подшипники качения, их преимущества и недостатки.....	59
4.3 Классификация подшипников качения и их конструктивные особенности.....	60
4.4 Обозначение основных размеров подшипников качения.....	61
4.5 Система условных обозначений подшипников качения.....	62
4.6 Оборудование и инструменты.....	63

4.7 Порядок выполнения работы.....	63
4.8 План отчета.....	64
4.9 Перечень контрольных вопросов.....	64
Приложение 4А (обязательное) Таблицы отчета по лабораторной работе.....	65
Приложение 4Б (справочное) Классификация подшипников качения	67
Приложение 4В (справочное) Эскизы подшипников качения.....	68
Библиография.....	71

1 ИЗУЧЕНИЕ ГЕОМЕТРИИ И КИНЕМАТИКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

1.1 Цель работы

Целью работы является изучение основных геометрических и кинематических параметров цилиндрической зубчатой передачи и освоение конструкций элементов ее образующих.

1.2 Цилиндрическая передача

Цилиндрическая зубчатая передача представляет собой механизм, предназначенный для передачи непрерывного вращательного движения, в котором подвижными звеньями являются зубчатые колеса со взаимно параллельными осями, а контактирующие поверхности цилиндрические. Непрерывность передачи вращательного движения обеспечивается замкнутой системой зубьев колес, векторы линейных относительных скоростей которых направлены вдоль их общей касательной к линиям зубьев, лежащим на взаимокасающихся поверхностях, называемых начальными поверхностями. Концентрические окружности колес передачи, принадлежащие начальным поверхностям, называют *начальными окружностями*.

На основании теоремы о соотношении скоростей в высшей кинематической паре (контакт точечный или линейный), устанавливающей *мгновенный центр вращения*, общая нормаль в точке контакта сопряженных профилей зубьев колес, называемая *полюсом зацепления* W , делит расстояние между центрами вращения колес 1 и 2 на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям ω_1 и ω_2 . Эти отрезки являются радиусами начальных окружностей r_{w1} и r_{w2} колес 1 и 2, а их соотношение устанавливает параметры передаточной функции механизма, выраженные передаточным отношением i

$$i = \omega_1 / \omega_2 = r_{w2} / r_{w1}. \quad (1.1)$$

Относительные линейные скорости на начальных окружностях равны

$$v_{w1} = \omega_1 \cdot r_{w1}; \quad (1.2)$$

$$v_{w2} = \omega_2 \cdot r_{w2}. \quad (1.3)$$

В случае, когда величины линейных скоростей на начальных окружностях колес равны между собой, и угловые скорости ω_1 и ω_2 имеют неизменный характер, передаточная функция является величиной постоянной, что отражает основной закон зацепления, а вращательное движение будет равномерным.

При постоянном передаточном отношении расстояния между соседними профилями зубьев по начальным окружностям одинаковы, поэтому отношение числа зубьев z_2 к числу зубьев z_1 равно отношению длин их начальных окружностей и называется *передаточным числом* u_{12} , которое равно

$$u_{12} = z_2 / z_1 = 2\pi \cdot r_{w2} / 2\pi \cdot r_{w1} = r_{w2} / r_{w1}. \quad (1.4)$$

Номинальные передаточные числа цилиндрической зубчатой передачи u относятся к основным параметрам и регламентируются ГОСТ 2185 – 66.

Дискретная величина передаточного числа не всегда совпадает с аналоговым значением передаточного отношения

$$u_{12} = z_2/z_1 = \omega'_1/\omega'_2 = i'_{12}, \quad (1.5)$$

где ω'_1 и ω'_2 – фактические значения угловых скоростей колес 1 и 2;

i'_{12} – скорректированное значение передаточного отношения пары колес.

Постоянство передаточного отношения обеспечивается формой взаимодействующих профилей зубьев колес 1 и 2. В основу их построения положено требование неизменности положения полюса зацепления по отношению к центрам вращения колес.

Распространение получили передачи с эвольвентным зацеплением, в котором сопряженные зубья имеют теоретический торцовый профиль, выполненный по эвольвенте – кривой, геометрическое место центров кривизны которой находится на другой кривой – эволюте. Эволюту называют *основной окружностью* с радиусом r_b .

Схема образования зацепления с эвольвентным зубом показана на рисунке 1.1.

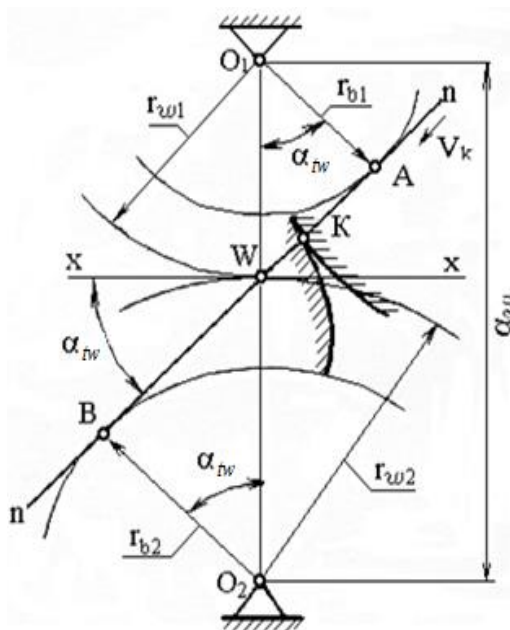


Рисунок 1.1 – Схема образования эвольвентного зацепления:

r_{w1} , r_{w2} – радиусы начальных окружностей колес 1 и 2, соответственно;

r_{b1} , r_{b2} – радиусы основных окружностей колес 1 и 2, соответственно;

α_w – угол зацепления; a_w – межосевое расстояние колес 1 и 2; W – полюс зацепления

Нормаль $n - n$ к сопряженным профилям зубьев колес касается в точках А и В их основных окружностей и образует линию зацепления, которая проходит через полюс W , сохраняя неизменным свое положение, что свидетельствует о выполнении основной теоремы зацепления. Таким образом, основные

окружности, развертки которых образуют эвольвентные профили зубьев, обеспечивают постоянство передаточной функции.

Радиусы начальных r_{w1} , r_{w2} и основных r_{e1} , r_{e2} окружностей колес 1 и 2 связаны зависимостями:

$$r_{w1} = r_{e1} / \cos \alpha_{tw}, \quad (1.6)$$

$$r_{w2} = r_{e2} / \cos \alpha_{tw}. \quad (1.7)$$

Расстояние между центрами вращения a_w , называемое межосевым расстоянием, рассчитывают по формуле

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = (r_{e1} + r_{e2}) / \cos \alpha_{tw}. \quad (1.8)$$

Межосевое расстояние относится к основным параметрам зубчатых цилиндрических передач и регламентируется ГОСТ 2185-66.

Острый угол в главном сечении эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи между линией зацепления и прямой, перпендикулярной к межосевой линии называют *углом зацепления* α_{tw}

$$\cos \alpha_{tw} = a \cdot \cos \alpha_t / a_w, \quad (1.9)$$

где a – делительное межосевое расстояние; α_t – угол профиля.

Угол профиля зуба α_t – это острый угол в выбранном сечении между касательной к профилю зуба в данной точке и линией кратчайшего расстояния по поверхности сечения от этой точки до оси зубчатого колеса.

$$\operatorname{tg} \alpha_t = (\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta), \quad (1.10)$$

где β – угол наклона зуба, α – угол главного профиля ($\alpha = 20^\circ$).

Различают делительный, начальный и другие углы профиля.

Согласно ГОСТ 16530 – 83 установлены концентрические окружности: *делительная, начальная, вершин, впадин* и др.

Структурная схема цилиндрической передачи представлена на рисунке 1.2.

Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса называют *окружным шагом* p_t .

Различают *делительный* p , *начальный* p_w и другие окружные шаги зубьев, соответствующие делительной, начальной и другим концентрическим окружностям зубчатого колеса.

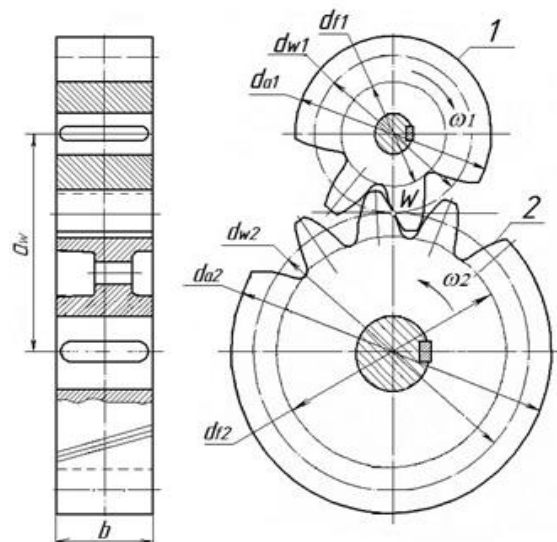


Рисунок 1.2 - Передача цилиндрическая:
1,2 - сопрягаемые колеса (d_{w1} , d_{w2} - диаметры начальных окружностей; d_{a1} , d_{a2} - диаметры окружностей выступов; d_f1 , d_f2 - диаметры окружностей впадин; a_w - межосевое расстояние; w - полюс зацепления)

Расстояние между одноименными линиями соседних зубьев по линии пересечения плоскости осевого сечения зубчатого колеса с его делительной, начальной или однотипной соосной поверхностью называют *осевым шагом* p_x .

Кратчайшее расстояние по делительной, начальной или однотипной соосной поверхности зубчатого колеса между одноименными теоретическими линиями соседних зубьев называют *нормальным шагом* p_n .

При передаче непрерывного движения двумя сопряженными колесами одноименные шаги в зацеплении одинаковы для обоих колес.

Линейная величина в π раз меньшая окружного p_t (осевого p_x , нормального p_n) шага зубьев называется *окружным модулем зубьев* m_t (осевым m_x , нормальным m_n). Различают делительный, начальный и другие окружные (осевые, нормальные) модули, соответствующие делительному, начальному и другим (осевым, нормальным) шагам. Числовые значения модулей для эвольвентных цилиндрических зубчатых колес устанавливает ГОСТ 9563 – 60.

Очертания зуба в нормальном сечении по исходной зубчатой рейке регламентирует ГОСТ 13755 – 2015, в котором описан нормальный номинальный исходный контур эвольвентных цилиндрических зубчатых колес с модулем от 1 мм и более, с терминами и обозначениями по ГОСТ 16530–70 и ГОСТ 16531–70. Форма и размеры исходного контура даны на рисунке 1.3.

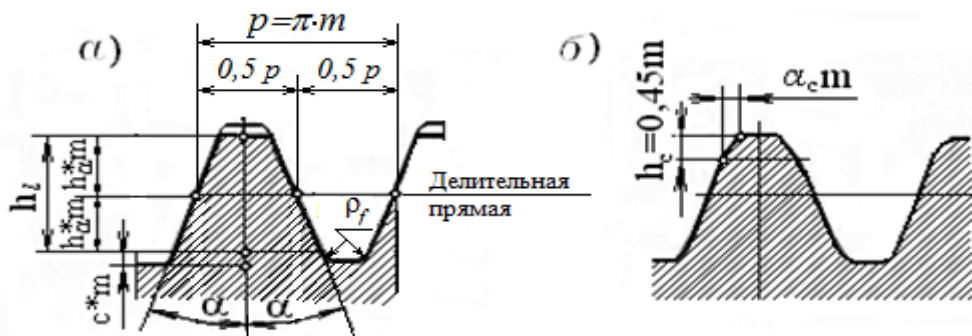


Рисунок 1.3 – Исходный контур зубчатой рейки:
а) пара исходных контуров; б) исходный контур
с модификацией профиля головки зуба

Параметры и коэффициенты исходного контура имеют следующие значения: α – угол главного профиля ($\alpha = 20^\circ$); h_a^* – коэффициент высоты головки зуба ($h_a^* = 1$); h_l – глубина захода ($h_l = 2 \cdot h_a^* \cdot m$); c^* – коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров ($c^* = 0,25$); ρ_f^* – коэффициент радиуса кривизны переходной кривой ($\rho_f^* = 0,4 \cdot m$).

Для обеспечения плавного вхождения зубьев в зацепление и уменьшения динамической нагрузки предусматривается срез профиля на вершине зубьев.

Исходные контуры, характеризующие зацепление колес с наклонным зубом, соответствуют контуру рейки со стандартным контуром в нормальном сечении.

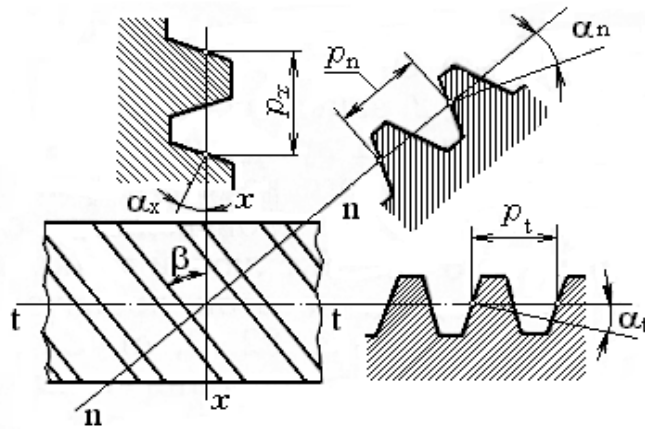


Рисунок 1.4 – Контур рейки с наклонным зубом

В рейке с наклонным зубом β различают величину шага в зависимости от вида секущей плоскости, в которой он рассматривается:

- торцевой шаг p_t

$$p_t = p / \cos \beta; \quad (1.11)$$

- нормальный шаг p_n

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta; \quad (1.12)$$

- осевой шаг p_x

$$p_x = \pi \cdot m / \cos \beta. \quad (1.13)$$

На основании вышеприведенных зависимостей определяют модули:

- нормальный

$$m_n = p_n / \pi; \quad (1.14)$$

- торцовый

$$m_t = p_t / \pi = m_n / \cos \beta \quad (1.15)$$

- осевой

$$m_x = p_x / \pi = m_t / \sin \beta = m_n / \cos \beta. \quad (1.16)$$

Начальная окружность колеса, на которой шаг равен шагу зубчатой рейки, носит название *делительной окружности* колеса.

Делительная окружность – это концентрическая окружность, принадлежащая соосной поверхности колеса, которая является *базой* для определения элементов зубьев и их размеров.

В случае, когда делительные окружности колес совпадают с их начальными окружностями, основные параметры колес рассчитываются по следующим зависимостям:

- диаметры делительной d и начальной d_w окружностей

$$d = d_w = m \cdot z / \cos \beta; \quad (1.17)$$

- диаметр окружности выступов d_a

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = d + 2 \cdot m, \quad (1.18)$$

где h_a – высота головки зуба, которая равна $h_a = h_a^* m$;

- диаметр окружности впадин d_f

$$z \geq 2 \cdot (h_a^* - x) / \sin^2 \alpha. \quad (1.24)$$

При нарезании зуба инструментом со стандартными параметрами и отсутствии смещения наименьшее число зубьев колеса, свободное от подрезания $z_{\min} \approx 17$.

Максимальная величина коэффициента смещения $x_{\max}$ устанавливается из условия отсутствия заострения зуба : $s_a \geq 0,25 \cdot m$ – при однородной структуре материала, $s_a \geq 0,4 \cdot m$ – при поверхностном упрочнении зубьев. При этом нормальная толщина зуба по поверхности вершин вычисляется по формуле

$$s_a = d_a \cdot \cos \beta_a \cdot [(0,5 \cdot \pi + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha) / z + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_a], \quad (1.25)$$

где $\operatorname{inv} \alpha_t$ – эвольвентный угол профиля (при $\beta=0$ $\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{inv} \alpha$); $\operatorname{inv} \alpha_a$ – эвольвентный угол профиля в точке на окружности вершин

$$\alpha_a = \arccos (d_b / d_a), \quad (1.26)$$

Отношение суммы смещений к нормальному модулю цилиндрического зубчатого колеса называют коэффициентом суммы смещений x_Σ . При заданном межосевом расстоянии a_w и числах зубьев колес z_1 и z_2 для эвольвентной передачи внешнего зацепления коэффициент суммы смещений x_Σ пары колес устанавливают по формуле

$$x_\Sigma = (z_1 + z_2) (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) / (2 \cdot \operatorname{tg} \alpha), \quad (1.27)$$

где $\operatorname{inv} \alpha_{tw}$ – эвольвентный угол зацепления передачи в торцовом сечении (при $\beta = 0$ $\alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_w$).

Разбивку значений x_Σ на составляющие x_1 и x_2 производят по рекомендациям соответствующих нормативных документов. Разность межосевого расстояния a_w цилиндрической зубчатой передачи со смещением и ее делительного межосевого расстояния a называют воспринимаемым смещением.

Отношение воспринимаемого смещения к нормальному модулю цилиндрического зубчатого колеса называют коэффициентом воспринимаемого смещения y .

Разность между суммой смещений и воспринимаемым смещением называют уравнительным смещением, а его отношение к расчетному модулю – коэффициентом уравнительного смещения Δy .

На рисунке 1.6 изображено зацепление двух колес со смещением исходного контура.

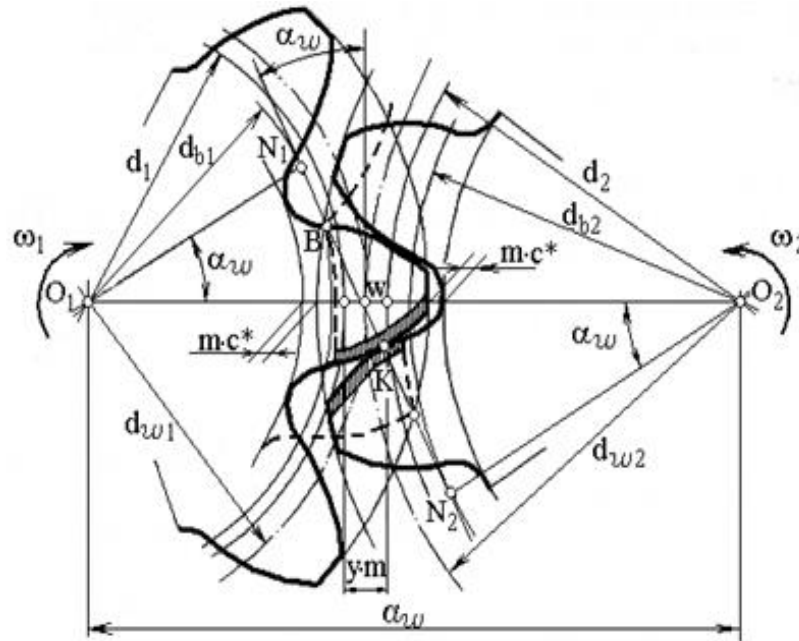


рисунок 1.6 – Эвольвентная цилиндрическая передача со смещением исходного контура

Расчет геометрии зубчатой цилиндрической передачи внешнего зацепления с эвольвентным профилем зубьев производится по ГОСТ 16532 – 70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии» с учетом ГОСТ 2185 – 66 «Передачи зубчатые цилиндрические»:

- начальные диаметры d_w , мм

$$d_{w1} = 2 \cdot a_w / (u + 1), \quad (1.28)$$

$$d_{w2} = 2 \cdot a_w \cdot u / (u + 1); \quad (1.29)$$

- диаметр окружности выступов d_a , мм

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) \cdot m, \quad (1.30)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x_2 - \Delta y) \cdot m, \quad (1.31)$$

где Δy – коэффициент уравнительного смещения (рис. 1.5),

$$\Delta y = x_\Sigma - y, \quad (1.32)$$

где y – коэффициент воспринимаемого смещения (рис. 1.5)

$$y = (a_w - a) / m; \quad (1.33)$$

- диаметр окружности впадин d_{f1} , мм

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m, \quad (1.34)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_2) \cdot m, \quad (1.35)$$

где x_1 и x_2 – коэффициенты смещения исходного контура колес 1 и 2;

- нормальная толщина зуба s_m , мм

$$s_m = m \cdot [(\pi/2) + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha]; \quad (1.36)$$

- ширина зуба по начальной окружности, мм

$$s_w = 2 \cdot r_w \cdot [(s/2 \cdot r_w) + \text{inv } \alpha], \quad (1.37)$$

где $\text{inv } \alpha$ – эвольвентная функция профиля зуба.

Контроль взаимного расположения разноименных профилей зубьев производят по общей нормали, представляющей собой отрезок касательной к основной окружности d_b между разноименными профилями, нормальными к этой касательной и расположенными по разные стороны от точки касания (рисунок 1.7).

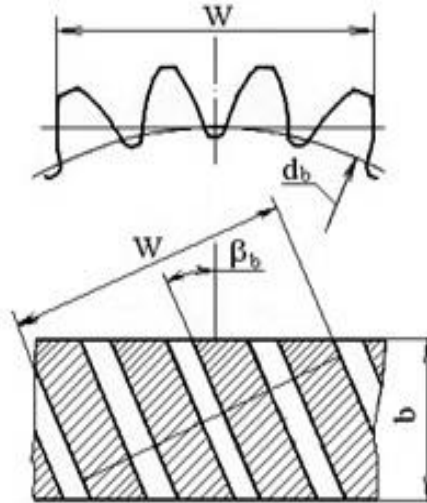


Рисунок 1.7 – Схема замера длины общей нормали зубьев цилиндрических колес (сечение зубьев колеса плоскостью, касательной к основному цилиндру)

Длина W общей нормали

$$W = [\pi \cdot (z_w - 0,5) + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha + z \cdot \operatorname{inv} \alpha_t] \cdot m \cdot \cos \alpha, \quad (1.38)$$

где z_w – расчетное число зубьев в длине общей нормали для зубчатых колес с основным углом наклона β_b ($\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha$), округленное до целого числа, которое вычисляют по формуле

$$z_n = (z/\pi) \cdot [(\operatorname{tg} \alpha_x / \cos^2 \beta_b) - (2x \cdot \operatorname{tg} \alpha / z) - \operatorname{inv} \alpha_t] + 0,5. \quad (1.39)$$

Для зубчатых колес с наклонным зубом должно выполняться условие

$$W < b / \sin \beta_b. \quad (1.40)$$

Проверка качества зацепления по геометрическим показателям производится также по коэффициенту перекрытия, который показывает обеспеченность непрерывного движения сопряженных колес и свидетельствует о том, что очередная пара зубьев вступила в зацепление до выхода из контакта предыдущей пары зубьев колес.

Условие будет соблюдаться, если угол перекрытия φ_γ , т.е. угол поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацепление до выхода из него, будет больше углового шага τ

$$\tau = 2\pi/z \quad (1.41)$$

Количественно это выражается коэффициентом перекрытия ε_γ , который должен быть больше единицы

$$\varepsilon_\gamma = \varphi_\gamma / \tau > 1 \quad (1.42)$$

Коэффициент перекрытия складывается из коэффициентов торцового ε_α и осевого ε_β перекрытий.

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} \quad (1.43)$$

Коэффициент торцового перекрытия ε_{α} равен отношению угла торцового перекрытия φ_{α} к его угловому шагу. Величину ε_{α} можно вычислить по формуле

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi}. \quad (1.44)$$

Для прямозубых передач рекомендуется $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$; для косозубых - $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,0$.

Коэффициент осевого перекрытия косозубой цилиндрической передачи ε_{β} равен отношению угла осевого перекрытия к его угловому шагу и устанавливается по формуле

$$\varepsilon_{\beta} = \varphi_{\beta} / \tau = b_w / p_x, \quad (1.45)$$

где b_w – рабочая ширина венца; p_x – осевой шаг, равный $p_x = \pi m / \sin \beta$.

Рекомендуется $\varepsilon_{\beta} \geq 1$.

Коэффициент полезного действия цилиндрической передачи

$$\eta_{з.н} = 1 - 0,5\pi\varepsilon_{\alpha} f' \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (1.46)$$

где f' – коэффициент трения ($f' = 0,06 \dots 0,1$), принимаем $f' = 0,1$;

ε_{α} – коэффициент торцового перекрытия.

1.3 Оборудование и инструменты

1.3.1 Модель цилиндрической зубчатой передачи.

1.3.2 Измерительное оборудование и инструменты.

1.4 Порядок выполнения работы

1.4.1 Изучить вопросы геометрии и кинематики цилиндрических зубчатых передач.

1.4.2 Измерить геометрические параметры передачи и занести результаты измерений в таблицу 1А.1

1.4.3 Рассчитать параметры передачи и результаты вычислений внести в таблицу 1А.2

1.4.4 Произвести сравнительный анализ измеренных и вычисленных параметров передачи.

1.4.5 Выполнить эскиз зубчатого колеса (Приложение 1В)

1.5 План отчета

1.5.1 Цель работы.

1.5.2 Измеренные параметры (Таблица 1А.1).

1.5.3 Вычисленные параметры (Таблица 1А.2).

1.5.4 Чертеж зубчатого цилиндрического колеса (Приложение 1В).

1.6 Перечень контрольных вопросов

1. В чем заключается различие между шестерней и колесом?

2. Как определять передаточное число зубчатой передачи?

3. Что такое модуль зацепления?

4. Как определить диаметр зубчатого колеса?
5. Что такое передача со смещением и для чего она применяется?
6. Как вычислить диаметры вершин и впадин зубьев?
7. Как определяется межосевое расстояние цилиндрической передачи?
8. В чем преимущество передачи с наклонным зубом?
9. Каково минимальное значение осевого коэффициента перекрытия?
10. Как определяется коэффициент перекрытия цилиндрической передачи с наклонным зубом?

Приложение 1А

(обязательное)

Таблицы отчета по лабораторной работе

Таблица 1А.1 – Измеряемые параметры

№ п/п	Наименование		Обозначение	Величина	Размерность
1	Межосевое расстояние	измеренное	a'_w		мм
		уточненное по таблице 1Б.1	a_w		
2	Число зубьев	шестерни	z_1		
		колеса	z_2		
3	Ширина венца колеса		b'_{w2}		мм
4	Длина зуба колеса		l_2		мм
5	Диаметр окружности вершин	шестерни	d'_{a1}		мм
		колеса	d'_{a2}		мм
6	Диаметр окружности впадин	шестерни	d'_{f1}		мм
		колеса	d'_{f2}		мм

Таблица 1А.2 – Вычисляемые параметры

№ п/п	Наименование		Обозначение	Формула, источник	Подстановка значений	Результат	Размерность
Геометрические параметры							
1	Передаточное число		u	$u = z_2 / z_1$			-
2	Угол наклона зубьев колес передачи		β'	$\beta' = \arccos b'_{w2} / l_2$			град.
3	Модуль	расчетный	m'	$m' = 2a_w \cdot \cos \beta / (z_1 + z_2)$			мм
		уточненный	m	Таблица 1Б.3			
4	Угол наклона линии зубьев колес уточненный		β	$\beta = \arccos \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w}$			град.
5	Диаметр делительной окружности	шестерни	d_1	$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta$			мм
		колеса	d_2	$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta$			
6	Делительное межосевое расстояние		a	$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2\cos\beta}$			мм
7	Угол профиля		α_t	$tg \alpha_t = tg \alpha / \cos \beta$, где α - угол главного профиля по таблице 1Б.2			град.
8	Угол зацепления		α_{tw}	$\cos \alpha_{tw} = a \cdot \cos \alpha_t / a_w$			град.

Продолжение таблицы 1А.2

9	Коэффициенты смещения исходного контура	Суммарны й	x_{Σ}	$x_{\Sigma} = (z_1 + z_2)(\text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha_t) / (2 \text{tg } \alpha)$, где $\text{inv } \alpha_{tw}$ и $\text{inv } \alpha_t$ – из таблицы 1Б.4			
		шестерни	x_1	Рисунок 1Б.1			
		колеса	x_2	$x_2 = x_{\Sigma} - x_1$			
10	Коэффициент воспринимаемого смещения		y	$y = (a_w - a) / m$			
11	Коэффициент уравнивающего смещения		Δy	$\Delta y = x_{\Sigma} - y$			
Уточненные значения геометрических параметров передачи							
12	Начальные диаметры	шестерни	d_{w1}	$d_{w1} = 2a_w / (u + 1)$			мм
		колеса	d_{w2}	$d_{w2} = 2a_w \cdot u / (u + 1)$			мм
13	Диаметры окружностей вершин зубьев	шестерни	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) \cdot m$			мм
		колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x_2 - \Delta y) \cdot m$			мм
14	Диаметры окружности впадин зубьев	шестерни	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m$			мм
		колеса	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_2) \cdot m$			мм
15	Ширина колеса		b_w	$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w$, где ψ_{ba} выбрать по таблице 1Б.5			
Примечания:							
1. Для прямозубых передач $\beta = 0$, тогда $a = 0,5(z_1 + z_2)m$, $\alpha_t = \alpha$; $d = zm$							
2. При $a = a_w$, получаем $\alpha_{tw} = \alpha_t$, $x_{\Sigma} = 0$, $d_w = d$, $y = 0$, $\Delta y = 0$							
3. При $x_{\Sigma} = 0$ получаем $a_w = a$							
Проверка качества зацепления по геометрическим показателям							
16	Коэффициент торцевого перекрытия		ε_{α}	$[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)] \cdot \cos \beta$			-
Примечание - Условие достаточности: $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$ при $\beta = 0$; $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,0$ при $\beta \neq 0$							
17	Коэффициент осевого перекрытия		ε_{β}	$(b_w / \pi m) \sin \beta$			-
Примечание - Условие достаточности $\varepsilon_{\beta} \geq 1,0$							
18	Коэффициент перекрытия передачи		ε_{γ}	$\varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$			-
Примечание - Условие достаточности: $\varepsilon_{\gamma} \geq 1$ при $\beta \neq 0$; $\varepsilon_{\gamma} \geq 1,2$ при $\beta = 0$							

Приложение 1Б

(справочное)

Справочные данные

Таблица 1Б.1 – Межосевые расстояния a_w , мм, цилиндрических зубчатых передач

Ряд1	40	50	63	-	80	-	100	-	125	-	160	-	200	-
Ряд2	-	-	-	71	-	90	-	112	-	140	-	180	-	224
Ряд1	250	-	315	-	400	-	500	-	630	-	800	-	1000	
Ряд2	-	280	-	355	-	450	-	560	-	710	-	900	-	

Таблица 1Б.2 – Параметры исходного контура (ГОСТ 13785 – 81).

Угол главного профиля	α	$\alpha=20^\circ$
Коэффициент высоты головки	h_a^*	$h_a^*=1$
Коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров	c^*	$c^*=0,25$
Примечание –Допускается увеличение радиального зазора c цилиндрической зубчатой передачи до $0,35m$ при обработке колес долбяками и до $0,40 m$ при обработке под зубо-шлифование		

Таблица 1Б.3 – Модули нормальные m цилиндрических зубчатых колес, мм, ГОСТ 9563-60

Ряд1	0,05		0,06		0,08		0,1		0,12		0,15
Ряд2		0,055		0,07		0,09		0,11		0,14	
Ряд1		0,2		0,25		0,3		0,4		0,5	
Ряд2	0,18		0,22		0,28		0,35		0,45		0,55
Ряд1	0,6		0,8		1,0		1,25		1,5		2,0
Ряд2		0,7		0,9		1,125		1,375		1,75	
Ряд1		2,5		3,0		4,0		5,0		6,0	
Ряд2	2,25		2,75		3,5		4,5		5,5		7,0
Ряд1	8,0		10,0		12,0		16,0		20,0		25,0
Ряд2		9,0		11,0		14,0		18,0		22,0	

Таблица 1Б.4 - Значения эвольвентной функции $\text{inv } \alpha$

Угол α , град.	Порядок	0,09	109	209	309	409	509
15	0,0	61488	63611	65773	67985	70248	72561
16	0,0	07493	077350	07982	08234	08492	08756
17	0,0	09025	09299	09580	09866	10158	10456
18	0,0	10760	11071	11387	11709	12038	12373
19	0,0	12715	13063	13418	13779	14148	14523
20	0,0	14904	15293	15689	16092	16502	16920
21	0,0	17345	17777	18217	18665	19120	19583
22	0,0	20054	20533	21019	21514	22018	22529
23	0,0	23044	23577	24414	24660	25214	25778
24	0,0	26350	26931	27521	28121	28729	29348
25	0,0	29975	30613	31260	31917	32583	33260

Таблица 1Б.5 – Коэффициенты ширины цилиндрических колес ψ_{ba} (ГОСТ 2185–66)

Расположение колеса относительно опор	ψ_{ba}	
	при твердости рабочих поверхностей зубьев	
	HB<350	HB≥350
Симметричное	0,5	0,315; 0,4
Несимметричное	0,4	0,25; 0,315
Консольное	0,25	0,2
Примечание - Коэффициент ширины зубчатых колес $\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$ (b - ширина венца цилиндрического зубчатого колеса) следует выбирать из ряда: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25		

Таблица 1Б.6 - Нормальные линейные размеры, мм, по ГОСТ 6636 –69

Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные
1,0		4,0	4,1	16	16,5	63	65	250	
1,1		4,5	4,4	18	17,5	71	70	280	270
			4,6		18,5		73		290
1,2	1,25	5,0	4,9	20	19,5	80	78	320	310
			5,2		20,5		82		330
1,4	1,35	5,6	5,5	22	21,5	90	88	360	350
	1,45		5,8		23		92		370
1,6	1,55	6,3	6,2	25		100	98	400	390
	1,65		6,5		27		102		410
1,8	1,75	7,1	7,0	28	29	110	108	450	440
	1,85		7,3		31		112		460
2,0	1,95	8,0	7,8	32	33	125	115	500	490
	2,05		8,2		35		118		515
2,2	2,15	9,0	8,8	36	37	140	135	560	545
	2,30		9,2		39		145		580
2,5		10	9,8	40	41	160	155	630	615
			10,2		44		165		650
2,8	2,7	11	10,8	45	46	180	175	710	690
	2,9		11,2		49		185		730
				50	52	200	195	800	775
					55		205		825
3,2		12		56	58	220	215	900	875
					62		230		925

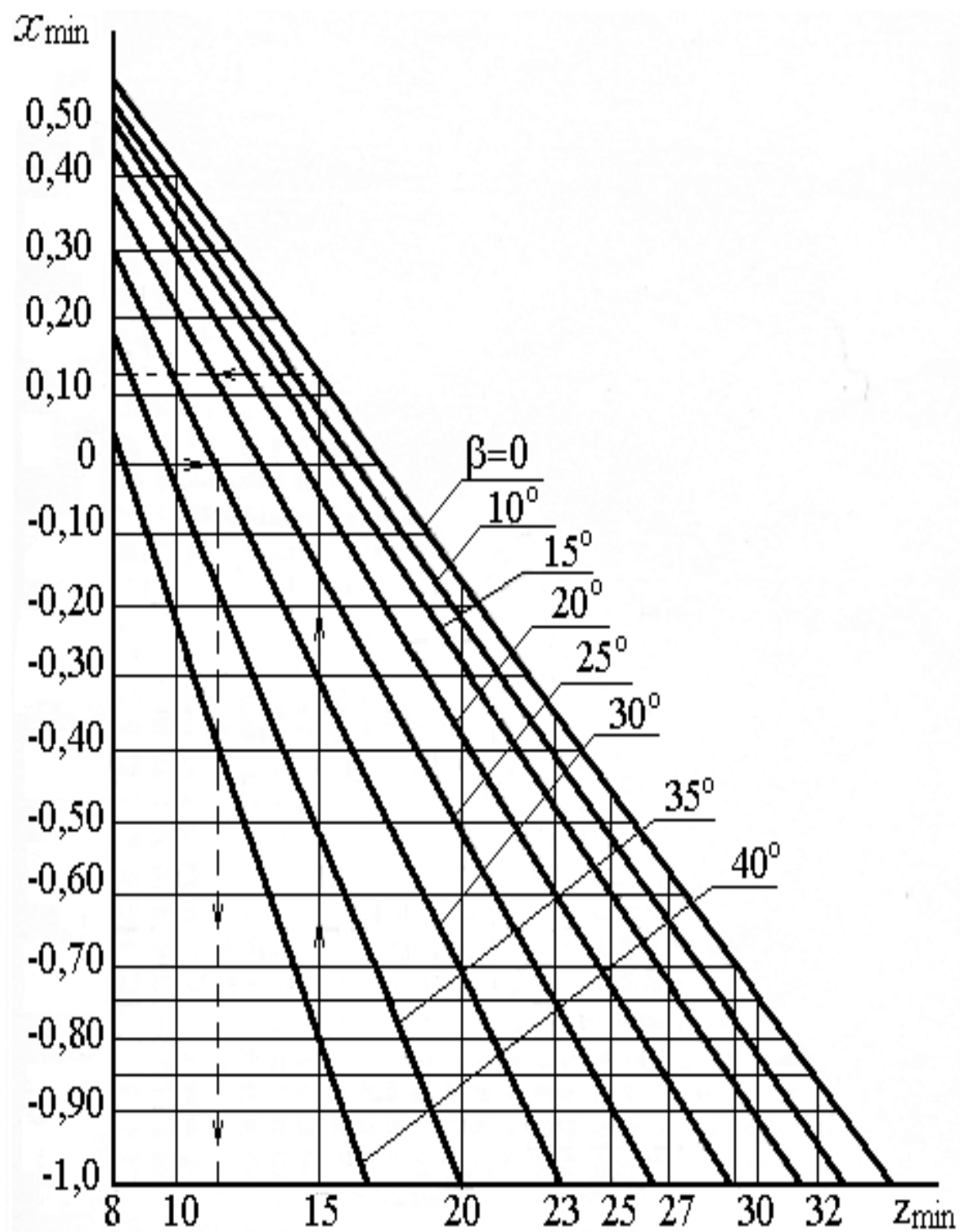
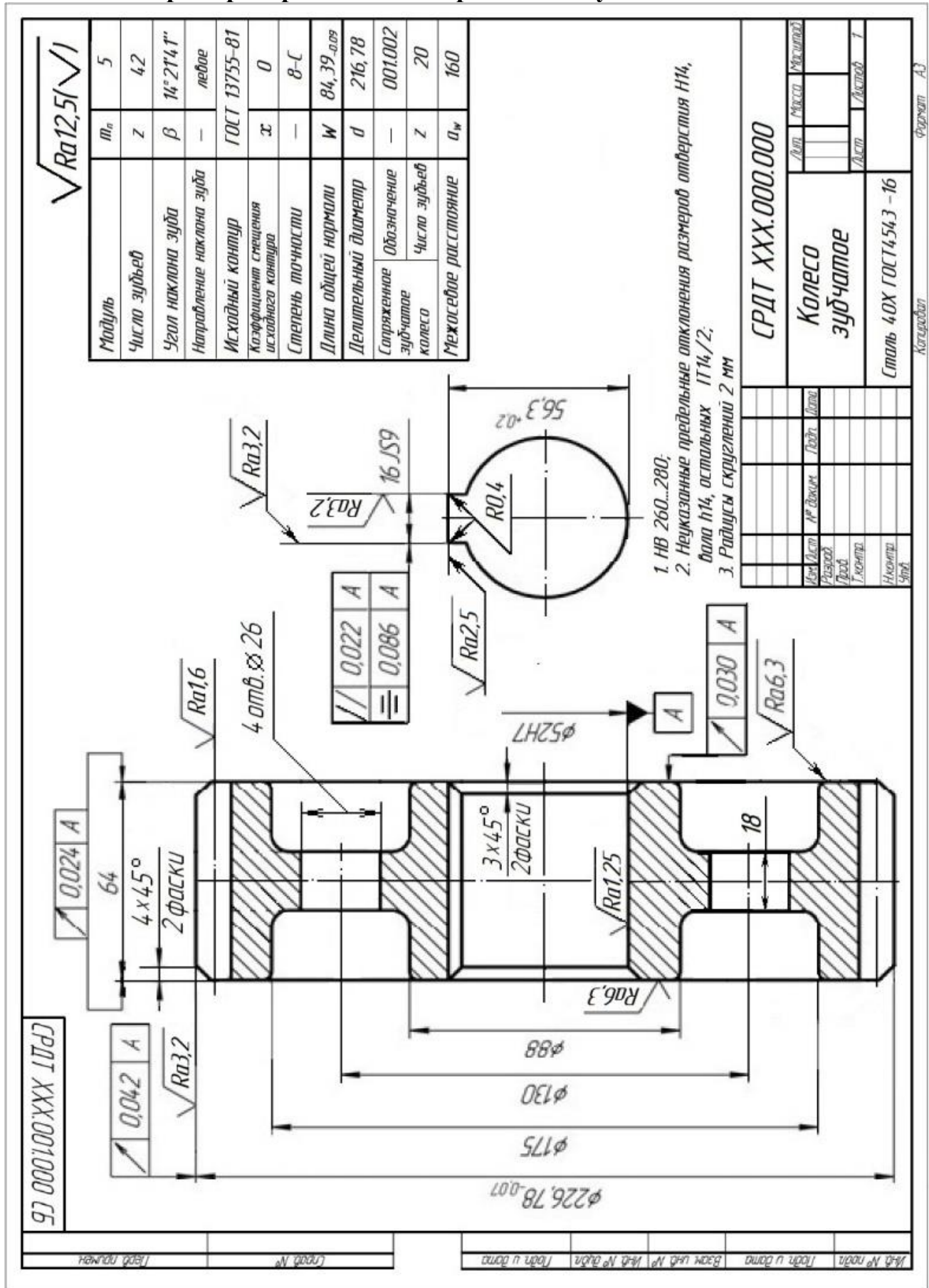


Рисунок 1Б.1 – График для определения $x_{\min}$ в зависимости от z и β

(справочное)

Пример чертежа цилиндрического зубчатого колеса



2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО

2.1 Цель работы

Целью работы является изучение конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора.

2.2 Цилиндрические многоступенчатые редукторы

Цилиндрический зубчатый редуктор – устройство, которое входит в состав привода машины и предназначено для передачи вращательного движения с понижением его кинематических характеристик от входа к выходу.

Основой конструкции цилиндрического редуктора является одна или несколько цилиндрических зубчатых передач.

Передаточная функция редуктора выражается передаточным отношением, которое устанавливает параметры понижения кинематических характеристик

$$i_p = \omega_{вх} / \omega_{вых} = n_{вх} / n_{вых}, \quad (2.1)$$

где $n_{вх}$, $n_{вых}$, об/мин – частоты вращения входного и выходного валов редуктора, соответственно; $\omega_{вх}$ и $\omega_{вых}$, рад/с – угловые скорости входного и выходного валов редуктора, соответственно.

В зубчатых передачах передаточное отношение i отождествляется с передаточным числом u , которое представляет собой соотношение числа зубьев сопряженных колес и в понижающей передаче равно

$$u = z_2 / z_1 \quad (2.2)$$

где z_1 – число зубьев ведущего колеса; z_2 – число зубьев ведомого колеса.

В случае, когда кинематическая схема редуктора состоит из последовательно соединенных k передач, общее передаточное число определяется произведением передаточных чисел всех ступеней редуктора

$$u_p = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_k \quad (2.3)$$

где $u_1, u_2, \dots, u_k$ – передаточные числа 1-й, 2-й, ..., k -й ступени редуктора.

Номинальные значения передаточных чисел u для одно – и многоступенчатых цилиндрических редукторов устанавливает ГОСТ 25301 – 95.

Частота вращения $n_1, n_2, \dots, n_k$ последовательно рассмотренных валов редуктора определяется соотношениями:

$$n_1 = n_{вх}; n_2 = n_1 / u_1; \dots; n_k = n_{k-1} / u_k. \quad (2.4)$$

Угловые скорости $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_k$, соответственно, равны

$$\omega_1 = \omega_{вх}; \omega_2 = \omega_1 / u_1; \dots; \omega_k = \omega_{k-1} / u_k. \quad (2.5)$$

Мощность P , кВт, на каждом последующем валу равна

$$P_1 = P_{вх}; P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \dots; P_k = P_{k-1} \cdot \eta_{k-1}, \quad (2.6)$$

где $P_1, P_2, \dots, P_k$ – мощность на 1-й, 2-й, ..., k -й ступени редуктора;

$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_{k-1}$ – коэффициенты полезного действия 1-й, 2-й, ..., (k-1)-й ступени, показывающие какая часть подводимой энергии к каждой передаче используется полезно.

Вращающие моменты $T_1, T_2, \dots, T_k$, Н·м на каждом последующем валу равны, соответственно:

$$T_1 = 10^3 \cdot P_1 / \omega_1; T_2 = 10^3 \cdot P_2 / \omega_2; \dots; T_k = 10^3 \cdot P_k / \omega_k. \quad (2.7)$$

Основные размеры концов валов и допускаемые крутящие моменты для цилиндрических редукторов устанавливает ГОСТ 24266 – 94.

Номинальные значения межосевых расстояний для одно и – многоступенчатых редукторов устанавливает ГОСТ 25301 – 95. При этом использованы рекомендации ГОСТа 2185 – 66 «Передачи зубчатые цилиндрические».

Распространение получили редукторы с эвольвентными цилиндрическими зубчатыми передачами.

Форму и размеры зубьев передач зубчатых цилиндрических эвольвентных устанавливает ГОСТ 13755 – 2015 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур».

Расчет геометрии зубчатых цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления выполняется в соответствии с ГОСТ 16532 – 70.

На рисунке 2.1 представлена кинематическая схема двухступенчатого цилиндрического редуктора.

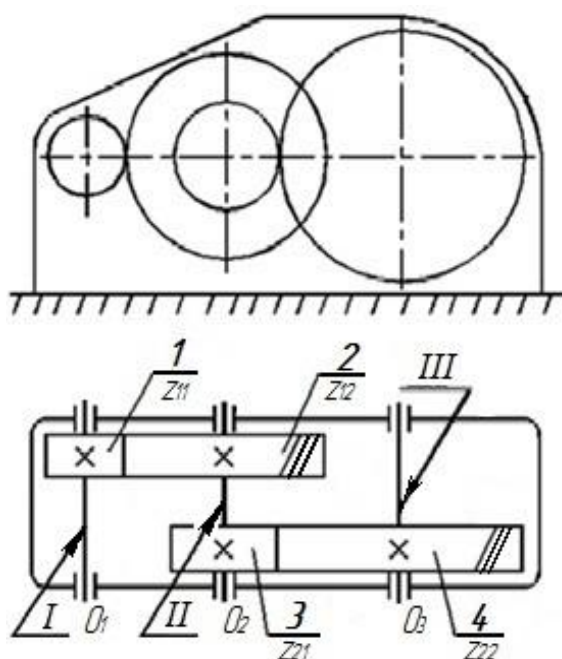


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема цилиндрического двухступенчатого редуктора:

1, 2, 3, 4 – колеса с числом зубьев Z_{11}, Z_{12}, Z_{21} и Z_{22} , соответственно;

I, II, III – валы редуктора; O_1, O_2, O_3 – опоры валов

На рисунке 2В.1 представлен чертеж двухступенчатого цилиндрического редуктора. Корпус редуктора и крышка соединены в горизонтальной плоскости болтами и штифтами. Вращательное движение от быстроходной вал-шестерни 9 через зубчатое колесо 10, промежуточную вал-шестерню и соединенное с ней зубчатое колесо 12 передается на выходной (тихоходный) вал 13. Валы установлены в корпус редуктора на подшипниках 38, 39 и 40. В верхней части крышки 15 редуктора предусмотрено отверстие для залива масла, закрытое пробкой, а для слива масла – отверстие в нижней части корпуса, закрытое пробкой 5. Для контроля уровня масла служит контрольная пробка 4.

Смазывание осуществляется из общей масляной ванны: деталей зацеплений – окунанием, а подшипников – разбрызгиванием.

Смазывание узлов редукторов общего применения уменьшает износ его деталей, обеспечивает отвод тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, а также защищает от коррозии. От правильного выбора смазочных материалов, методов смазывания и способов уплотнения зависит работоспособность и долговечность передач.

В редукторах общемашиностроительного применения смазывание осуществляется непрерывной подачей масла без избыточного давления, т.е. окунанием зубьев колеса в масло, залитое в корпус редуктора. Объем масляной ванны принимается таким, чтобы обеспечить отвод выделяющегося в зацеплении тепла к стенкам корпуса. При окружных скоростях, превышающих 15 м/с, применяется струйное смазывание под давлением через сопла. Уровень масла в масляной ванне контролируется с помощью маслоуказателей или пробки.

Широкое распространение цилиндрических редукторов обусловлено их достоинствами: большая долговечность и надежность работы; высокий К.П.Д.; постоянство передаточного числа; большой диапазон передаваемых мощностей; компактность; небольшие нагрузки на валы и опоры передачи.

К недостаткам относятся: шум при больших скоростях; относительно большая металлоемкость; высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки; невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа.

Наибольшее распространение для передач общего назначения получили стали марок: 35, 40, 45, 50, 40Х, 35ХМ, 50ХН, 50Г и другие, с использованием объемной или поверхностной закалки. Для передач, работающих с частыми переключениями, перегрузками и ударами, когда наряду с высокой твердостью рабочих поверхностей требуется достаточная пластичность сердцевины и противоударная стойкость зубьев, целесообразно применять стали 15Х, 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ и т.п. с последующей цементацией и термообработкой. Для колес больших размеров применяются углеродистые и низколегированные стали в

нормализованном состоянии. Нередко такие колеса изготавливаются литьем из сталей 40Л, 45Л, 50Л или 40ХЛ, 30ХГСЛ и т.п.

Для изготовления средненагруженных тихоходных зубчатых колес больших размеров, не испытывающих ударных нагрузок, целесообразно использование модифицированных чугунов повышенной прочности.

Корпусные детали редукторов чаще выполняют литыми из чугуна СЧ 15 или алюминиевого сплава АЛ11. Наиболее распространена для цилиндрических редукторов конструкция корпусных деталей с разъемом по плоскости, в которой лежат продольные оси валов.

Форму корпуса и крышки образуют вертикальные, горизонтальные и наклонные (на крышке) поверхности с минимальным числом дополнительных элементов: строповочных «ушек», полки для болтов и штифтов, соединяющих крышку и корпус, а также бобышек под подшипниковые узлы, смотровые окна, отверстия для заливки и слива масла или его принудительной подачи, маслоуказатели и отдушины.

Для создания необходимой жесткости наружная поверхность стенок корпуса редуктора снабжается ребрами жесткости, а присоединительные поверхности корпуса и крышки изготавливают в виде достаточно широких горизонтальных полок, которые пересекаются с поверхностями бобышек подшипниковых узлов. Днище корпуса выполняется с уклоном в сторону сливного отверстия или двухскатным с уклоном к оси симметрии (для полного слива масла).

На валах редуктора чаще устанавливаются конические роликоподшипники, воспринимающие значительные радиальные и осевые нагрузки.

2.3 Оборудование и инструменты

2.3.1. Редуктор двухступенчатый цилиндрический.

2.3.2. Измерительное оборудование и инструменты.

2.4 Порядок выполнения работы

2.4.1. Изучить вопросы теории цилиндрических многоступенчатых редукторов.

2.4.2. Ознакомиться с конструкцией цилиндрического редуктора и его деталей по имеющимся в лаборатории образцам, выяснить назначение каждой из них.

2.4.3. Составить кинематическую схему редуктора (рис. 2.1).

2.4.4. Произвести измерение основных параметров передач по ступеням и занести результаты в таблицу 2А.1.

2.4.5. Произвести расчет геометрии зубчатых цилиндрических эвольвентных передач по ступеням и заполнить таблицу 2А.2.

2.4.6. Рассчитать коэффициент полезного действия редуктора.

2.4.7. Выполнить эскиз узла (по указанию преподавателя).

2.5. Содержание отчета

2.5.1. Цель работы.

2.5.2. Кинематическая схема редуктора.

2.5.3. Измеренные параметры (Таблица 2А.1).

2.5.4. Вычисленные параметры (Таблица 2А.2).

2.5.5. Расчет коэффициента полезного действия.

2.5.6. Эскиз узла с указанием размеров.

2.6. Список контрольных вопросов

При подготовке к лабораторной работе и ее выполнении необходимо обратить внимание на следующие вопросы:

1. Каково назначение редуктора?
2. Изменяется ли мощность, частота вращения, крутящий момент при переходе с одного вала редуктора к другому?
3. Что такое передаточное отношение зубчатой передачи, редуктора? Как его вычислить?
4. Для чего применяются многоступенчатые редукторы?
5. Исходя из чего происходит разбивка общего передаточного числа редуктора?
6. От чего зависит к.п.д. редуктора?
7. Назовите основные кинематические параметры редуктора.
8. Каким образом редуктор крепится к раме или фундаментной плите?
9. Способы смазки зубчатых передач и подшипников?
10. Какие из параметров зубчатой передачи могут быть измерены, а какие – рассчитаны?

Приложение 2А (обязательное)

Таблицы отчета по лабораторной работе

Таблица 2А.1 – Измеряемые параметры

№ п/п	Наименование		Обозначение	Величина	Размерность
1	Межосевое расстояние колес передачи первой ступени	измеренное	a'_{w1}		мм
		уточненное (таблица 2Б.1)	a_{w1}		
2	Число зубьев первой ступени	шестерни	z_{11}		
		колеса	z_{12}		
3	Ширина колеса передачи первой ступени		b'_{w12}		мм
4	Длина зуба колеса первой ступени		l_{12}		мм
5	Диаметр окружности вершин колес первой передачи	шестерни	d_{a11}		мм
		колеса	d_{a12}		
6	Диаметр окружности впадин колес первой передачи	шестерни	d_{f11}		мм
		колеса	d_{f12}		
7	Межосевое расстояние колес второй передачи	измеренное	a'_{w2}		мм
		уточненное (таблица 2Б.1)	a_{w2}		
8	Число зубьев второй ступени	шестерни	z_{21}		
		колеса	z_{22}		
9	Ширина колеса передачи второй ступени		b'_{w22}		мм
10	Длина зуба колеса второй ступени		l_{22}		мм
11	Диаметр окружности вершин колес второй передачи	шестерни	d_{a21}		мм
		колеса	d_{a22}		
12	Диаметр окружности впадин колес второй передачи	шестерни	d_{f21}		мм
		колеса	d_{f22}		

Таблица 2А.2 – Вычисляемые параметры

№ п/п	Наименование		Обозначение	Формула, источник	Подстановка значений	Результат	Размерность
Геометрические параметры							
1.	Передаточное число 1-й ступени	вычисленное	u'_1	$u'_1 = z_{12}/z_{11}$			-
		уточненное	u_1	Таблица 2Б.3			
2	Передаточное число 2-й ступени	вычисленное	u'_2	$u'_2 = z_{22}/z_{21}$			
		уточненное	u_2	Таблица 2Б.3			
3	Передаточное число редуктора		u_p	$u_p = u_1 \cdot u_2$			
4	Угол наклона колес передачи	1-й ступени	β'_1	$\beta'_1 = \arccos(\frac{b'_{w12}}{l_{12}})$			мм

		2-й ступени	β'_2	$\beta'_2 = \arccos(\frac{b'_{w22}}{l_{22}})$			
--	--	-------------	------------	---	--	--	--

Продолжение таблицы 2А.2

5	Модуль первой ступени	расчетный	m_1'	$m_1' = 2a_{w1} \cdot \cos \beta'_1 / (z_{11} + z_{12})$			мм
		уточненный	m_1	Таблица 2Б.4			
6	Модуль второй ступени	расчетный	m_2'	$m_2' = 2a_{w2} \cdot \cos \beta'_2 / (z_{21} + z_{22})$			мм
		уточненный	m_2	Таблица 2Б.4			
7	Угол наклона линии зуба уточненный	первой ступени	β_1	$\beta_1 = \arccos[\frac{m_1(z_{11} + z_{12})}{2a_{w1}}]$			град
		второй ступени	β_2	$\beta_2 = \arccos[\frac{m_2(z_{21} + z_{22})}{2a_{w2}}]$			
8	Диаметр делительной окружности первой ступени	шестерни	d_{11}	$d_{11} = \frac{m_1 \cdot z_{11}}{\cos \beta_1}$			мм
		колеса	d_{12}	$d_{12} = \frac{m_1 \cdot z_{12}}{\cos \beta_1}$			
9	Диаметр делительной окружности второй ступени	шестерни	d_{21}	$d_{21} = \frac{m_2 \cdot z_{21}}{\cos \beta_2}$			мм
		колеса	d_{22}	$d_{22} = \frac{m_2 \cdot z_{22}}{\cos \beta_2}$			
10	Делительное межосевое расстояние	первой ступени	a_1	$a_1 = \frac{m_1(z_{11} + z_{12})}{2 \cos \beta_1}$			мм
		второй ступени	a_2	$a_2 = \frac{m_2(z_{21} + z_{22})}{2 \cos \beta_2}$			
11	Угол профиля	первой ступени	α_{t1}	$tg \alpha_{t1} = tg \alpha / \cos \beta_1$, где α - угол главного профиля (таблица) 2Б.2			град
		второй ступени	α_{t2}	$tg \alpha_{t2} = tg \alpha / \cos \beta_2$, где α - угол главного профиля (таблица 2Б.2)			
12	Угол зацепления	первой ступени	α_{tw1}	$\cos \alpha_{tw1} = a_1 \cdot \cos \alpha_{t1} / a_{w1}$			град
		второй ступени	α_{tw2}	$\cos \alpha_{tw2} = a_2 \cdot \cos \alpha_{t2} / a_{w2}$			
13	Коэффициенты смещения исходного контура первой передачи	суммарный	$x_{\Sigma 1}$	$(z_{11} + z_{12})(inv \alpha_{tw1} - inv \alpha_t) / (2tg \alpha)$, где $inv \alpha_{tw}$ и $inv \alpha_t$ выбрать из таблицы 2Б.5			-
		шестерни	x_{11}	Рисунок 2Б.1			
		колеса	x_{12}	$x_{\Sigma 1} - x_{11}$			
14	Коэффициенты смещения исходного контура второй передачи	суммарный	$x_{\Sigma 2}$	$(z_{21} + z_{22})(inv \alpha_{tw2} - inv \alpha_t) / (2tg \alpha)$, где $inv \alpha_{tw}$ и $inv \alpha_t$ выбрать из таблицы 2Б.5			-
		шестерни	x_{21}	Рисунок 2Б.1			
		колеса	x_{22}	$x_{\Sigma 2} - x_{21}$			
15	Коэффициент воспринимаемого смещения передачи	первой ступени	y_1	$y_1 = (a_{w1} - a_1) / m_1$			-
		второй ступени	y_2	$y_2 = (a_{w2} - a_2) / m_2$			

Приложение 2Б

(справочное)

Таблица 2Б.1 – Межосевые расстояния a_w , мм, цилиндрических зубчатых передач,
(ГОСТ 2185 – 66)

Ряд 1	40	50	63	-	80	-	100	-	125	-	160	-	200	-
Ряд 2	-	-	-	71	-	90	-	112	-	140	-	180	-	225
Ряд 1	250	-	315	-	400	-	500	-	630	-	800	-	1000	-
Ряд 2	-	280	-	355	-	450	-	560	-	710	-	900	-	1120

Таблица 2Б.2– Параметры исходного контура (ГОСТ 13785 – 81).

Угол главного профиля	α	$\alpha=20^\circ$
Коэффициент высоты головки	h_a^*	$h_a^*=1$
Коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров	c^*	$c^*=0,25$
Примечание –Допускается увеличение радиального зазора S цилиндрической зубчатой передачи до $0,35m$ при обработке колес долбяками и до $0,40 m$ при обработке под зубошлифование		

Таблица 2Б.3 – Номинальные передаточные числа цилиндрических зубчатых передач
(ГОСТ 2185-66 или СТ СЭВ 312-76)

Ряд 1	1,0	-	1,25	-	1,5	-	2,0	-	2,5	-	3,0	-
Ряд 2	-	1,125	-	1,375	-	1,75	-	2,25	-	2,75	-	3,5
Ряд 1	4,0	-	5,0	-	6,0	-	8,0	-	10,0	-	12,0	-
Ряд 2	-	4,5	-	5,5	-	7,0	-	9,0	-	11,0	-	-

Таблица 2Б.4 – Модули номинальные цилиндрических зубчатых колес m , мм,
(ГОСТ 9563-80)

Ряд 1	1,0	-	1,25	-	1,5	-	2,0	-	2,5	-	3,0	-
Ряд 2	-	1,125	-	1,375	-	1,75	-	2,25	-	2,75	-	3,5
Ряд 1	4,0	-	5,0	-	6,0	-	8,0	-	10,0	-	12,0	-
Ряд 2	-	4,5	-	5,5	-	7,0	-	9,0	-	11,0	-	14,0
Ряд 1	16,0	-	20,0	-	25,0	-	32,0	-	40,0	-	50,0	-
Ряд 2	-	18,0	-	22,0	-	28,0	-	36,0	-	45,0	-	55,0

Таблица 2Б.5 - Значения эвольвентной функции $\operatorname{inv} \alpha$

Угол α , град.	Порядок	0,09	109	209	309	409	509
15	0,0	61488	63611	65773	67985	70248	72561
16	0,0	07493	077350	07982	08234	08492	08756
17	0,0	09025	09299	09580	09866	10158	10456
18	0,0	10760	11071	11387	11709	12038	12373
19	0,0	12715	13063	13418	13779	14148	14523
20	0,0	14904	15293	15689	16092	16502	16920
21	0,0	17345	17777	18217	18665	19120	19583
22	0,0	20054	20533	21019	21514	22018	22529
23	0,0	23044	23577	24414	24660	25214	25778

24	0,0	26350	26931	27521	28121	28729	29348
25	0,0	29975	30613	31260	31917	32583	33260

Таблица 2Б.6 – Коэффициенты ширины цилиндрических колес ψ_{ba} (ГОСТ 2185–66)

Расположение колеса относительно опор	ψ_{ba}	
	при твердости рабочих поверхностей зубьев	
	HB<350	HB≥350
Симметричное	0,5	0,315; 0,4
Несимметричное	0,4	0,25; 0,315
Консольное	0,25	0,2
Примечание - Значения ψ_{ba} по ГОСТ 2185 – 66: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25		

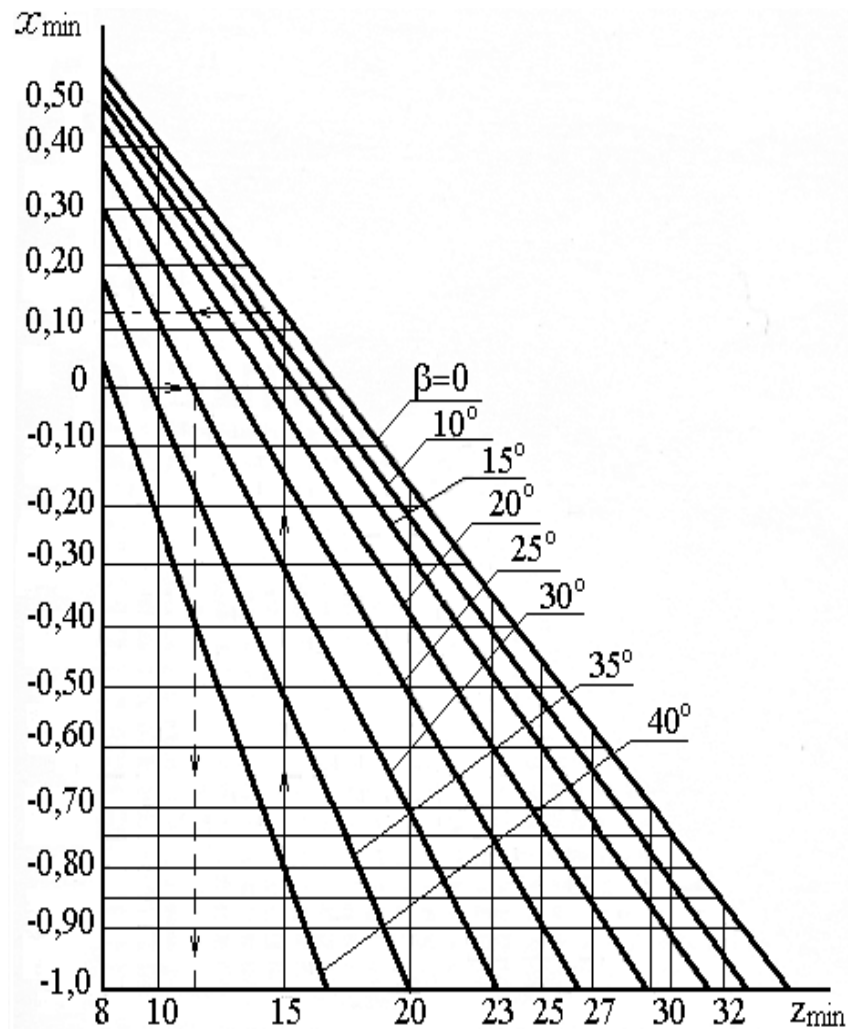
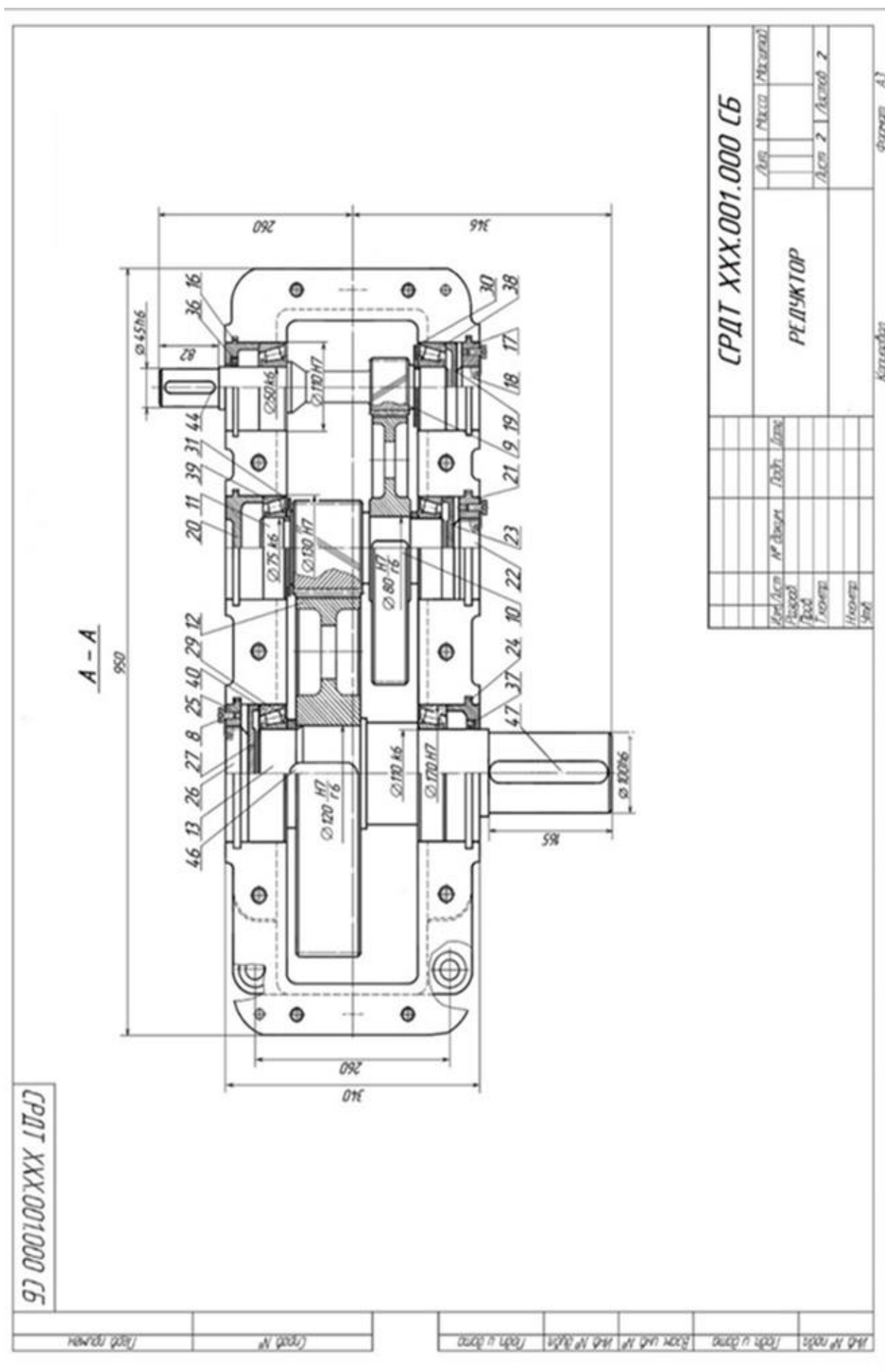


Рисунок 2Б.1 – График для определения $x_{\min}$ в зависимости от z и β

Приложение 2В
(справочное)
Примеры выполнения чертежей



Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №						<u>Документация</u>		
					СРДТ ХХХ.001.000 СБ	Сборочный чертеж		
						<u>Сборочные единицы</u>		
			1	СРДТ ХХХ.001.001 СБ	Крышка смотрового люка	1		
			2	СРДТ ХХХ.001.002 СБ	Пробка-отдушина	1		
			3	СРДТ ХХХ.001.003 СБ	Маслоуказатель жезловый	1		
			4	СРДТ ХХХ.001.004 СБ	Пробка контроля уровня масла	1	М16 ГОСТ 24705-2004	
			5	СРДТ ХХХ.001.005 СБ	Пробка слива масла	1	М24 ГОСТ 24705-2004	
			6	СРДТ ХХХ.001.006 СБ	Замок	1		
	7	СРДТ ХХХ.001.007 СБ	Замок	1				
	8	СРДТ ХХХ.001.008 СБ	Замок	1				
					<u>Детали</u>	1		
	9	СРДТ ХХХ.001.009	Вал-шестерня	1	$m=3; z_1=22$ $\beta=9^\circ$			
	10	СРДТ ХХХ.001.010	Колесо	1	$m=3; z_2=110$ $\beta=9^\circ$			
	11	СРДТ ХХХ.001.011	Вал-шестерня	1	$m=5; z_1=22$ $\beta=12^\circ 3'$			
	12	СРДТ ХХХ.001.012	Колесо	1	$m=5; z_2=88$ $\beta=12^\circ 3'$			
	13	СРДТ ХХХ.001.013	Вал	1				
	14	СРДТ ХХХ.001.014	Корпус редуктора	1				
	15	СРДТ ХХХ.001.015	Крышка корпуса редуктора	1				
	16	СРДТ ХХХ.001.016	Крышка с отверстием	1				
	17	СРДТ ХХХ.001.017	Крышка с отверстием под винт	1				
	18	СРДТ ХХХ.001.018	Винт регулировочный	1	М 50 ГОСТ 24705-2004			
	19	СРДТ ХХХ.001.019	Шайба нажимная	1				
	20	СРДТ ХХХ.001.020	Крышка глухая	1				
	21	СРДТ ХХХ.001.021	Крышка с отверстием под винт	1				
	22	СРДТ ХХХ.001.022	Винт регулировочный	1	М70 ГОСТ 24705-2004			
	23	СРДТ ХХХ.001.023	Шайба нажимная	1				
	24	СРДТ ХХХ.001.024	Крышка с отверстием	1				
Подп. и дата		СРДТ ХХХ.001.000 СП						
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Редуктор		
	Разраб.							
	Пров.							
	Н.контр.							
	Утв.							
Взам. инв. №		Инв. № дубл.		Подп. и дата		Лит.	Лист	Листов
							1	3
Копировал		Формат		А4				

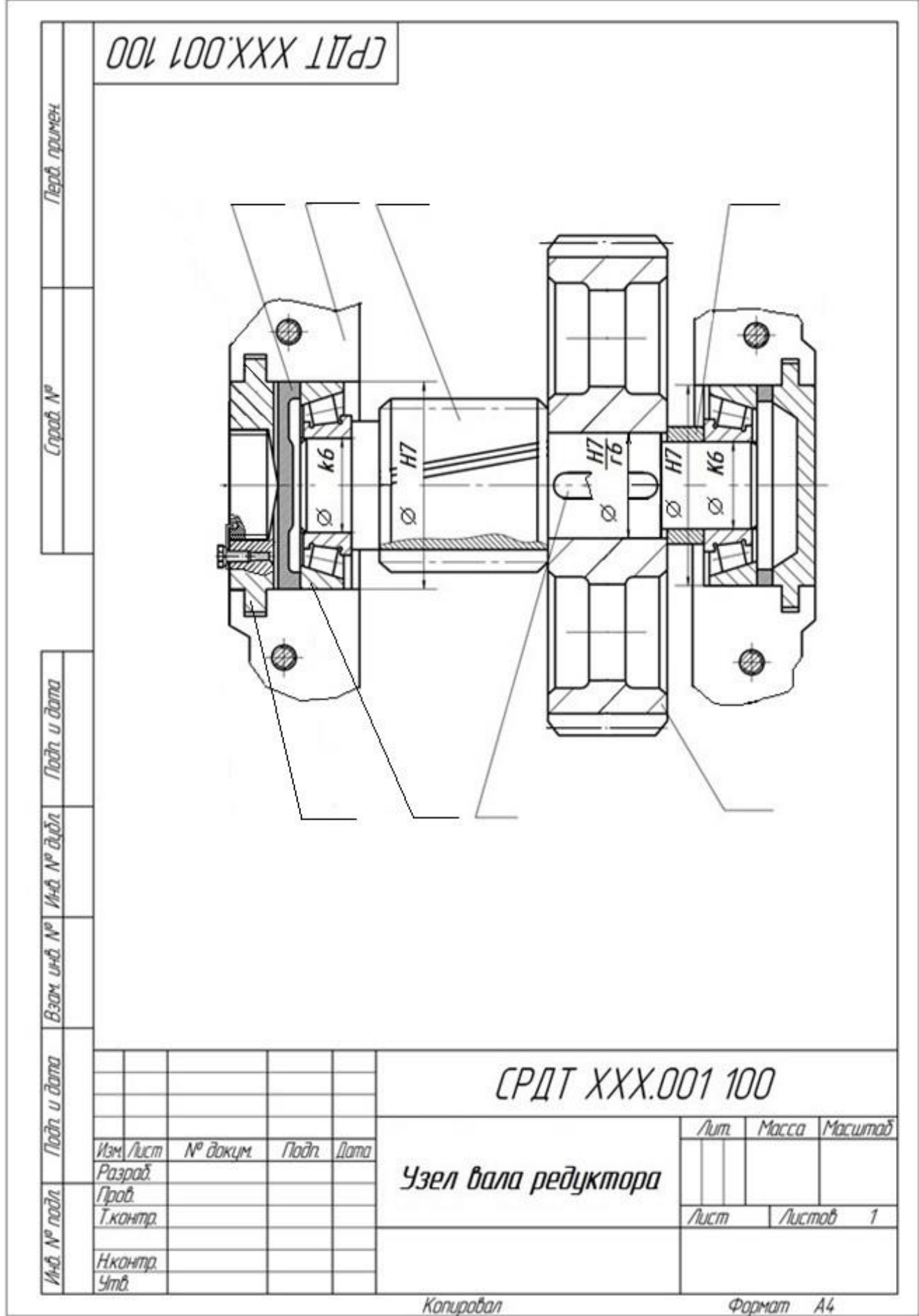
Рисунок 2В.2 – Спецификация редуктора цилиндрического двухступенчатого

Формат Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме- чение	
	25	СРДТ ХХХ.001.025	Крышка с отверстием под винт	1		
	26	СРДТ ХХХ.001.026	Винт регулировочный	1	М 120 ГОСТ 24705-2004	
	27	СРДТ ХХХ.001.027	Шайба нажимная	1		
	28	СРДТ ХХХ.001.028	Втулка	1		
	29	СРДТ ХХХ.001.029	Втулка	1		
	30	СРДТ ХХХ.001.030	Шайба защитная	1		
	31	СРДТ ХХХ.001.031	Шайба защитная	1		
			Стандартные изделия			
			Болт ГОСТ 7798-70			
	32		М8-6г x 20 . 58	4		
	33		М18-6г x 40 .58	2		
	34		М18-6г x 50 .58	4		
	35		М20-6п x 150 .58	6		
			Манжета ГОСТ 8752-79			
	36		1-50x70-3	1		
	37		1-110x135-3	1		
			Подшипник ГОСТ 27365-87			
	38		7610	2		
	39		7515А	2		
	40		7122	2		
			Шайба ГОСТ 6402-70			
	41		8 3X13	4		
	42		18 3X13	4		
	43		20 3X13	6		
			Шпонка ГОСТ 23360-78			
	44		14x9x 70	1		
	45		22x14x 50	1		
	46		28x16x90	1		
	47		28x16x 160	1		
	48		Штифт 10x60			
			ГОСТ 3129-70	2		
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	СРДТ ХХХ.001.000 СП	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Копировал

Формат А4

Продолжение рисунка 2В.2



3 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

3.1 Цель работы

Целью работы является изучение основных геометрических и кинематических параметров червячных передач и конструктивных особенностей элементов червячного редуктора.

3.2 Назначение и конструкция червячного редуктора

Червячный редуктор – устройство привода машины, осуществляющее передачу и преобразование механической энергии вращения от входа к выходу с изменением направления, сил моментов и скоростей. Основой такого редуктора является понижающая червячная передача – механизм для передачи непрерывного вращательного движения элементами со скрещающимися осями.

Червячная передача представляет собой разновидность винтовой зубчатой передачи и характеризуется тем, что поверхности зубьев колеса огибают на определенном угле γ поверхности витков червяка и контактирует с витками червяка *по линии*.

Механизм червячной передачи реализует передаточную функцию, которая отражается передаточным отношением

$$i = \omega_1 / \omega_2, \quad (3.1)$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего элемента (червяка);

ω_2 – угловая скорость ведомого элемента (червячного колеса).

Передаточная функция i при этом отождествляется с передаточным числом u , которое представляет собой отношение числа зубьев червячного колеса z_2 к числу заходов винта на z_1 червяке

$$u = z_2 / z_1, \quad (3.2)$$

Номинальные значения передаточных чисел $u_{ном}$ для ортогональных цилиндрических червячных передач редукторов регламентирует ГОСТ 2144 – 76.

Червячные передача, у червяка которой делительная и начальная поверхности цилиндрические согласно ГОСТ 18498 – 89 классифицируется как цилиндрическая червячная передача. В такой передаче делительная и начальная поверхности червячного колеса условно принимаются цилиндрическими.

Распространение получили цилиндрические червяки с линейчатыми боковыми поверхностями витков, которые получены при движении прямой линии, совершающей винтовое движение постоянного шага.

В случае, когда профиль витка в сечении перпендикулярном оси очерчен по эвольвенте круга, червяк рассматривают как эвольвентное косозубое колесо с малым числом зубьев и большим углом наклона. Расстояние между

называют межосевым расстоянием a_w , и его величину устанавливает ГОСТ 2144–76.

Расстояние по межосевой линии между делительной поверхностью производящего червяка и делительной поверхностью обрабатываемого червячного колеса согласно ГОСТ 18498 – 89 называют смещением производящего червяка. Коэффициент смещения x производящего червяка равен отношению смещения производящего червяка к его модулю и равен коэффициенту смещения червячного колеса

$$x = a_w / m = -0,5 \cdot (q + z_2). \quad (3.4)$$

Примечание - Условие достаточности $-1 < x < 1$

Межосевое расстояние a_w равно

$$a_w = 0,5 m (q + z_2 + 2x) \quad (3.5)$$

В случае, когда делительные окружности червяка d_1 и червячного колеса d_2 касаются в плоскости, проходящей через ось червяка и перпендикулярно оси колеса, смещения не будет, а межосевое расстояние a_w равно делительному межосевому расстоянию a

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5 m (q + z_2). \quad (3.6)$$

На рисунке 3.2 представлена червячная передача с указанием ее основных конструктивных элементов.

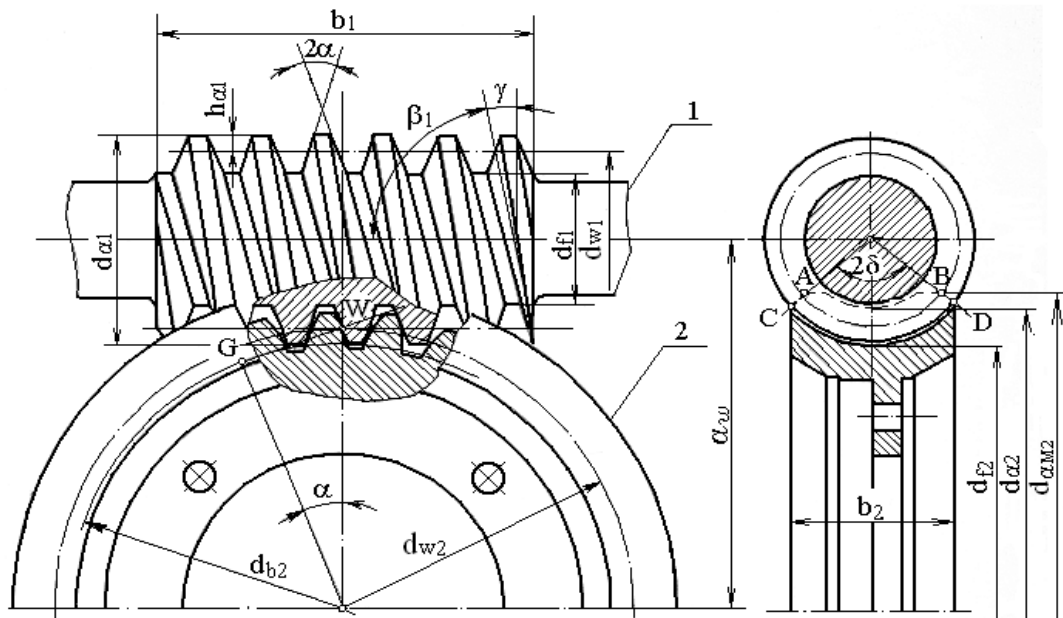


Рисунок 3.2 – Передача червячная: 1 – червяк; 2 – колесо червячное
 $d_1, d_2, d_{a1}, d_{a2}, d_{f1}, d_{f2}$ – диаметры окружностей: делительных, выступов и впадин червяка и червячного колеса соответственно; d_{ae2} – наибольший диаметр колеса;
 a_w – межосевое расстояние; b_1 – длина нарезанной части червяка; b_2 – ширина венца колеса;
 α – угол профиля; γ – угол подъема линии витка червяка; 2δ – угол обхвата червяка колесом

Расчет геометрических параметров цилиндрических червячных передач производится по ГОСТ 19650 – 97, с учетом ГОСТ 19036-94.

Количество зубьев червячного колеса

$$z_2 = uz_1 . \quad (3.7)$$

Примечание – значение z_2 округляют до ближайшего целого числа.

Начальный угол подъема γ_w равен

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q+2x} . \quad (3.8)$$

Диаметры делительных окружностей, мм:

- червяка

$$d_1 = mq , \quad (3.9)$$

- червячного колеса

$$d_2 = m z_2 . \quad (3.10)$$

Начальный диаметр червяка, мм

$$d_{w1} = (q+2x)m . \quad (3.11)$$

Высота витка червяка, мм

$$h_1 = h_1^* m . \quad (3.12)$$

Высота головки витка червяка, мм

$$h_{a1} = h_{a1}^* m . \quad (3.13)$$

Диаметры вершин, мм:

- витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}^* m ; \quad (3.14)$$

- зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_{a1}^* + x)m . \quad (3.15)$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1+2} . \quad (3.16)$$

Длина нарезанной части червяка

$$b_1 = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2 + \frac{\pi m}{2}} . \quad (3.17)$$

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1=1 \text{ и } z_1=2; \quad b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1=4. \quad (3.18)$$

Половина угла обхвата червяка колесом

$$\delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a1}-0,5m}\right). \quad (3.19)$$

Угол обхвата червяка колесом $2\delta = (90^\circ \dots 120^\circ)$.

Расчетный шаг червяка, мм

$$p_1 = \pi m . \quad (3.20)$$

Ход витка, мм

$$p_{z1} = p_1 \cdot z_1 . \quad (3.21)$$

Потери в червячных редукторах $\eta_{\text{чр}}$ складываются из потерь в зацеплении η_z , в подшипниках η_n и на разбрызгивание и размешивание масла $\eta_{\text{рм}}$. Потери на смазке незначительны, и их можно не учитывать.

Коэффициент полезного действия η (КПД) червячного редуктора равен

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_n \quad (3.22)$$

При ведущем червяке КПД зацепления η_z равно

$$\eta_z = \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi'), \quad (3.23)$$

где φ' – угол трения, выраженный через коэффициент трения f

$$\varphi' = \operatorname{arctg} f. \quad (3.24)$$

Значения φ' для стального червяка и червячного колеса с бронзовым венцом, с учетом скорости скольжения v_s , приведены в таблице 3.1.

Скорость скольжения определяется по формуле

$$v_s = \pi \cdot n_1 \cdot d_{w1} / (6 \cdot 10^4 \cdot \cos \gamma_w). \quad (3.25)$$

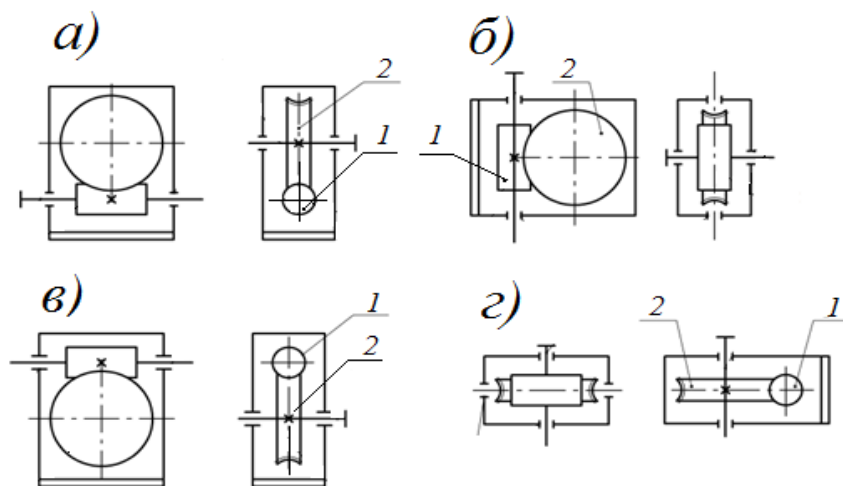
Таблица 3.1 – Формулы расчета угла трения φ' для сопрягаемой пары «сталь – бронза»

Скорость скольжения v_s , м/с	Угол трения φ'			
	Червяк	Венец колеса	Червяк	Венец колеса
	40ХН; 20ХГР; 30ХГС; 30ХГН	Бр.А9ЖЗЛ; Бр.А10Ж4Н4	30ХГС; 38ХГН; 40ХН; 20ХГР	Бр.О10Ф1; Бр.0,5Ц5С5
Менее 0,25	$(6,90 - 10,4) v_s$		$(5,7 - 8) v_s$	
0,25...1,0	$(4,70 - 1,60) v_s$		$(4,6 - 1,6) v_s$	
1,0...4,0	$(3,57 - 0,47) v_s$		$(2,9 - 0,4) v_s$	
4,0...7,0	$(1,94 - 0,06) v_s$		$(1,7 - 0,1) v_s$	
Более 7,0			$(1,147 - 0,021) v_s$	

КПД тем выше, чем больше угол подъема винтовой линии червяка γ_w . Коэффициент трения f уменьшается при повышении твердости витков червяка и чистоты его поверхности, а также с ростом скорости скольжения.

КПД пары подшипников качения ($\eta_n = 0,99$). Для определения КПД редуктора в лабораторной работе принимаем частоту вращения червяка $n_1 = 1500$ об/мин.

На рисунке 3.3 представлены структурные схемы одноступенчатых червячных редукторов с различным расположением червяка и червячного колеса.



1 – вал червяка; 2 – червячное колесо

Рисунок 3.3 – Схемы одноступенчатых червячных редукторов:

а) нижнее расположение червяка; б) боковое расположение червяка;
в) верхнее расположение червяка; г) горизонтальное расположение червяка

Червячные колеса, как правило, изготавливаются составными: центр (ступица) - из серого чугуна или стали, а зубчатый венец - из антифрикционного материала (бронзы). Червяк чаще выполняется из стали, как одно целое с ведущим валом.

Для соединения элементов, передающих крутящий момент, применяют шпонки.

Червячная передача устанавливается в жестком корпусе, который обеспечивает фиксированное положение ее элементов и возможность взаимного перемещения червяка и червячного колеса во вращательном движении с минимизацией потерь, что определяется в большей степени конструкцией опор.

Распространение получили опоры с телами качения, называемые подшипниками. Конструкция подшипниковых узлов определяется величиной и характером нагрузок в передаче. Подшипниковые узлы обеспечиваются эффективной смазкой. Для предотвращения попадания инородных тел подшипниковые узлы закрывают крышками. При этом сквозные крышки имеют дополнительные уплотнения.

Корпус редуктора может быть литым или сварным. Его конструкция должна обеспечивать сборку узлов, возможность регулирования и максимальный отвод тепла. В верхней части корпуса редуктора выполняется люк для осмотра передачи и заливки масла, закрываемый крышкой, закрепленной винтами. Между крышкой и корпусом находится прокладка, обеспечивающая герметичность соединения. В крышке установлена отдушина для выравнивания внутреннего и наружного давления.

При изготовлении червячных редукторов применяется узловая сборка: узла червячного колеса, состоящего из самого колеса, установленного на ведомом валу с закрепленными на нем подшипниками, и узла червяка, включающего в себя

червяк, выполненный за одно целое с ведущим валом, на который напрессованы подшипники. Поэтому разборку и сборку редуктора следует выполнять по узлам, без снятия с валов указанных деталей.

Для создания нормальных условий работы червячной передачи применяют различные способы смазки: окунание, разбрызгивание (масляный туман), поливание, консистентная смазка и др.

Организация процесса смазки обуславливается конструктивными особенностями и кинематическими характеристиками червячной передачи редуктора.

При верхнем расположении червяк смазывается маслом, передаваемым зубьями колеса при их погружении в масляную ванну.

При скоростях скольжения 6...8 м/с и непрерывной работе редуктора рекомендуется применять циркуляционное смазывание. Смазка должна проводиться с обеих сторон червяка для более интенсивного отвода тепла из зоны зацепления.

Смазывание зацепления червячных передач осуществляется погружением червяка (при нижнем его расположении относительно колеса) или погружением колеса (при верхнем расположении червяка).

Червяк рекомендуется погружать в масло как можно глубже, примерно до оси, если этому не препятствуют условия нагрева. Минимальная глубина погружения должна быть не менее двойной высоты витка.

Для контроля уровня масла предусматривается маслоуказатель. Для слива масла служит сливное отверстие, которое закрывается пробкой.

Искусственное охлаждение осуществляют следующими способами: обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора (обдуваемая поверхность обычно снабжается ребрами; устраивают в корпусе водяные полости или змеевики с проточной водой; применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками.

В Приложении 3В представлены чертежи одноступенчатых червячных редукторов с верхним (рисунок 3В.1) и нижним (рисунок 3В.3) расположением червяка. (В оригинале чертежи выполнены в формате А.3).

3.3 Оборудование и инструменты

3.3.1. Редуктор червячный одноступенчатый.

3.3.2. Измерительное оборудование и инструменты.

3.4 Порядок выполнения работы

3.4.1. Ознакомиться с конструкцией червячного редуктора и формой отчета по работе.

3.4.2. Перед разборкой редуктора измерить межосевое расстояние a_w , между осями вала червяка и червячного колеса, приняв за базу опорную поверхность корпуса редуктора, результаты измерения занести в таблицу 3А.1.

3.4.3. Измерить габаритные, присоединительные выступающих за пределы корпуса концов валов размеры, и результаты измерений проставить на эскизе после его выполнения.

3.4.4. Разобрать редуктор: отвернуть крышки подшипников червяка и червячного колеса и снять крышки.

3.4.5. Составить кинематическую схему редуктора в 2-х проекциях с указанием типов подшипников качения.

3.4.6. Вынуть вал червячного колеса в сборе и узел червяка.

3.4.7. Измерить основные геометрические параметры червячной передачи и результаты занести в таблицу 3А.1.

3.4.8. Составить спецификацию червячного редуктора.

3.4.9. Выполнить по указанию преподавателя чертеж узла вала червяка в сборе с подшипниками и крышками подшипников, узла червячного колеса или эскиз редуктора в двух проекциях с указанием размеров. Проставить обозначение деталей на чертеже в соответствии с разработанной спецификацией.

3.4.10. Собрать редуктор. Дать описание последовательности сборки.

3.4.11. Рассчитать параметры червячного зацепления и результаты расчетов занести в таблицу 3А.2.

3.5 План отчета

3.5.1. Цель работы.

3.5.2. Кинематическая схема одноступенчатого червячного редуктора.

3.5.3. Измеренные параметры (таблица 3А.1.).

3.5.4. Вычисленные параметры (таблица 3А.2).

3.5.5. Расчет КПД одноступенчатого червячного редуктора.

3.5.6. Чертежи: узла вала червяка в сборе с подшипниками и крышками подшипников; узла червячного колеса или эскиз редуктора с указанием размеров и спецификациями (согласно указанию преподавателя).

3.5.7. Описание сборки редуктора.

3.6. Перечень контрольных вопросов

1. Каковы основные преимущества и недостатки червячных передач?
2. На основании чего осуществляется выбор числа витков червяка z_1 и числа зубьев червячного колеса z_2 ?
3. Какие материалы используются для венца и ступицы червячного колеса?
4. В каком случае червячное колесо изготавливается из однородного материала?

5. Подшипники каких типов применяются в червячных редукторах и почему?
6. Как регулируется боковой зазор и пятно контакта в червячных редукторах?
7. Назвать способы смазки червячного зацепления в зависимости от расположения червяка?
8. Каким образом осуществляется смазка подшипников в червячном редукторе?
9. Как контролируется уровень масла в червячном редукторе и как осуществляется замена масла?
10. Каково назначение ребер на корпусе червячного редуктора?

Приложение 3А (обязательное)

Таблицы отчета по лабораторной работе

Таблица 3А.1 – Измеряемые параметры

№ п/п	Параметр		Обозначение	Размерность	Величина
1.	Число витков червяка		z_1	-	
2.	Число зубьев червячного колеса		z_2	-	
3.	Межосевое расстояние	измеренное	a'_w	мм	
		уточненное (таблица 3Б.2)	a_w		
4	Диаметр вершин	витков червяка	d'_{a1}	мм	
		зубьев червячного колеса	d'_{a2}		
5	Длина нарезанной части червяка		b_1	мм	
6	Ширина венца червячного колеса		b_2	мм	

Таблица 3А.2 – Вычисляемые параметры

№ п/п	Параметр		Обозначение	Размерность	Формула, источник	Подстановка	Результат
1.	Передаточное число	расчетное	u'	-	$u' = z_2/z_1$		
		уточненное	u		Таблица 3Б.1		
3	Модуль	расчетный	m'	мм	$m' = d'_{a2}/(z_2 + 2)$		
		уточненный	m		Таблица 3Б.3		
4	Коэффициент диаметра червяка	расчетный	q'	-	$q' = (d_{a1} - 2m)/m$		
		уточненный	q		Таблица 3Б.4		

5	Коэффициент смещения червяка		x	-	$x = (a_w/m) - 0,5(q+z_2)$ Примечание- $-1 < x < 1$		
6	Делительный угол подъема	расчетный	γ'	град.	$\gamma' = \arctg(z_1 / q)$		
		уточненный	γ		Таблица 3Б.5		
7	Начальный угол подъема		γ_w	град.	$\gamma_w = \arctg[z_1 / (q + 2x)]$		
8	Делительный диаметр	червяка	d_1	мм	$d_1 = q \cdot m$		
		колеса	d_2		$d_2 = z_2 \cdot m$		
9	Начальный диаметр червяка		d_{w1}	мм	$d_{w1} = (q + 2x) \cdot m$		
10	Высота витка червяка		h_1	мм	$h_1 = h_1^* \cdot m$, где h_1^* - таблица 3Б.7		
11	Высота головки витка червяка		h_{a1}	мм	$h_{a1} = h_{a1}^* \cdot m$, где h_{a1}^* - таблица 3Б.7		
12	Диаметр вершин	витков червяка	d_{a1}	мм	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1}^* \cdot m$		
		зубьев колеса	d_{a2}	мм	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (h_{a1}^* + x)$		
13	Наибольший диаметр червячного колеса		d_{ae2}	мм	$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$		
14	Расчетный шаг червяка		p_1	мм	$p_1 = \pi \cdot m$		
15	Ход витка		p_{z1}	мм	$p_{z1} = z_1 \cdot p_1$		
16	Скорость скольжения		v_s	м/с	$v_s = \pi \cdot n_1 \cdot d_{w1} / (6 \cdot 10^4 \cdot \cos \gamma_w)$, где n_1 , об/мин – частота вращения червяка		
17	КПД передачи		η		$\eta = \tg \gamma_w / \tg (\gamma_w + \phi')$, где ϕ' - таблица 3Б.6		

Приложение 3Б

(справочное)

Справочные данные

Таблица 3Б.1 – Номинальные передаточные числа u цилиндрических червячных передач (ГОСТ 2144-93)

Ряд 1	8	-	10	-	12,5	-	16	-	20	-	25
Ряд 2	-	9	-	11,2	-	14	-	18	-	22,4	-
Ряд 1	-	31,5	-	40	-	50	-	63	-	80	
Ряд 2	28	-	35,5	-	45	-	56	-	71	-	

Таблица 3Б.2 – Межосевое расстояние a_w цилиндрических червячных передач, мм (ГОСТ 2144-93)

Ряд 1	40		50		63		80		100		125	-	160
Ряд 2		-		-		-		-		-		140	
Ряд 1	-	200	-	250	-	315	-	400	-	500			
Ряд 2	180	-	225	-	280	-	335	-	450	-			

Таблица 3Б.3 – Модули цилиндрических червячных передач m , мм (ГОСТ 19672-74)

1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
10,0	12,5	16	20	25					
Примечание - Допускаются модули: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12; 14									

Таблица 3Б.4 – Коэффициенты диаметра червяка q (ГОСТ 19672-74)

Ряд 1	6,3	-	8,0	-	10,0	-	12,5	-	16,0	-	20,0	-	25,0
Ряд 2	-	7,1	-	9,0	-	11,2	-	14,0	-	18,0	-	22,4	-

Таблица 3Б.5 - Делительные углы подъема линии витка червяка γ

z_1	Значения γ при коэффициенте диаметра червяка q								
	6,3	7,1	8,0	9,0	10,0	11,2	12,5	14,0	16,0
1	9°1'10"	8°1'1"	7°7'30"	6°20'25"	5°42'38"	5°6'8"	4°34'26"	4°5'8"	3°34'35"
2	17°36'45"	15°43'55"	14°2'10"	12°31'44"	11°18'36"	10°7'29"	9°5'25"	8°7'48"	7°7'30"
4	32°24'45"	29°23'46"	26°33'54"	23°57'35"	21°48'5"	19°39'12"	17°44'49"	15°50'43"	14°2'10"

Таблица 3Б.6 – Коэффициенты трения f и углы трения φ' между стальным червяком и колесом из бронзы

Скорость скольжения v_s , м/с	f	φ'
0,1	0,080...0,090	4°30'...5°10'
0,5	0,055...0,065	3°10'...3°40'
1	0,045...0,055	2°30'...3°10'
1,5	0,040...0,050	2°20'...2°50'
2	0,035...0,045	2°00'...2°30'
2,5	0,030...0,040	1°40'...2°20'
3	0,028...0,035	1°30'...2°00'
4	0,023...0,030	1°20'...1°40'
7	0,018...0,026	1°00'...1°30'
10	0,016...0,024	0°55'...1°20'

Таблица 3Б.7 – Параметры исходного червяка по ГОСТ 19036 – 94

Наименование	Обозначение	Числовое значение или формула	Единица измерения
Угол профиля в нормальном сечении зубчатой рейки сопряженной с эвольвентным червяком ZI	α_n	$\alpha_n = 20^\circ$	град.
Коэффициент высоты делительной головки витка	h_a^*	$h_a^* = 1$	
Коэффициент глубины захода	h_w^*	$h_w^* = 2,0$	
Коэффициент высоты витка	h_1^*	$h_1^* \geq 2,0$	
Коэффициент радиального зазора у поверх-ности впадин: - червяка - червячного колеса	c_1^* c_2^*	$c_1^* = 0,2$ $c_2^* = 0,2$	
Коэффициент высоты витка	h^*	$2,0 + c_1^*$	
Коэффициент высоты ножки витка червяка	h_f^*	$h_f^* = 1,0 + c_1^*$	
Коэффициент радиуса кривизны переход-ной кривой витка	ρ_{f1}^*	$\rho_{f1}^* = 0,3$	
Коэффициент радиуса скругления кромки производящей поверхности витков исходного червяка	ρ_{k01}^*	$0,2 \leq \rho_{k01}^* \leq 0,3$	

Коэффициент расчетной толщины витка, образующей боковые поверхности витков исходного производящего червяка	s_1^*	$s_1^*=0,5\cdot\pi$	
--	---------	---------------------	--

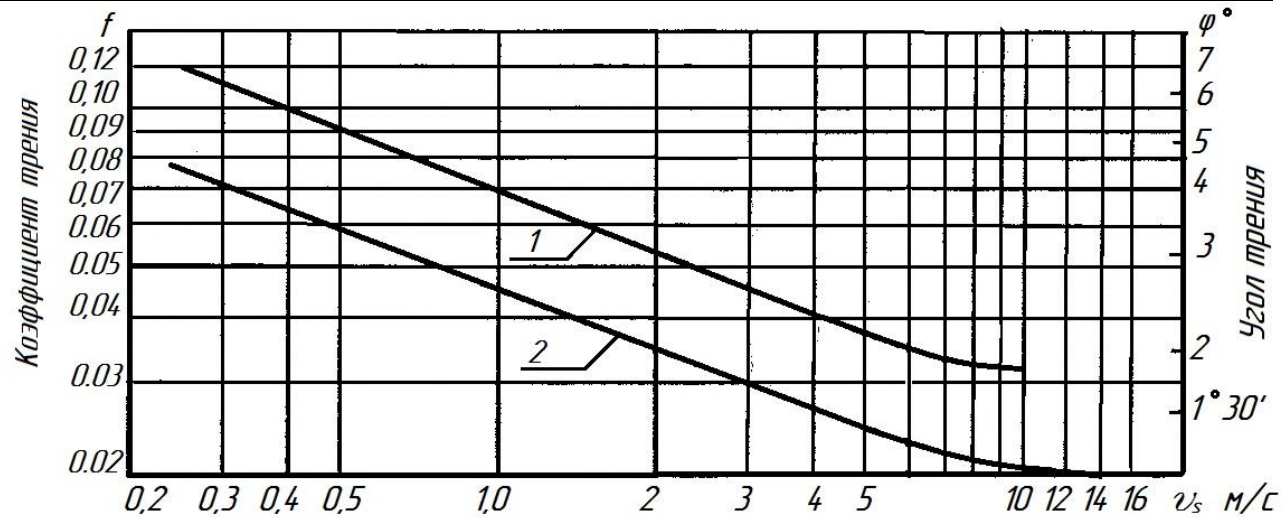


Рисунок 3Б.1 – Значение коэффициента трения в червячном зацеплении: 1 - по Британскому стандарту на червячные передачи BS 721 1963; червяк эвольвентный, закаленный, шлифованный полированный; колесо из высококачественной оловянной бронзы; 2 - рекомендуется: стальной червяк закаленный, шлифованный и полированный; колесо из материалов таблицы 3.1

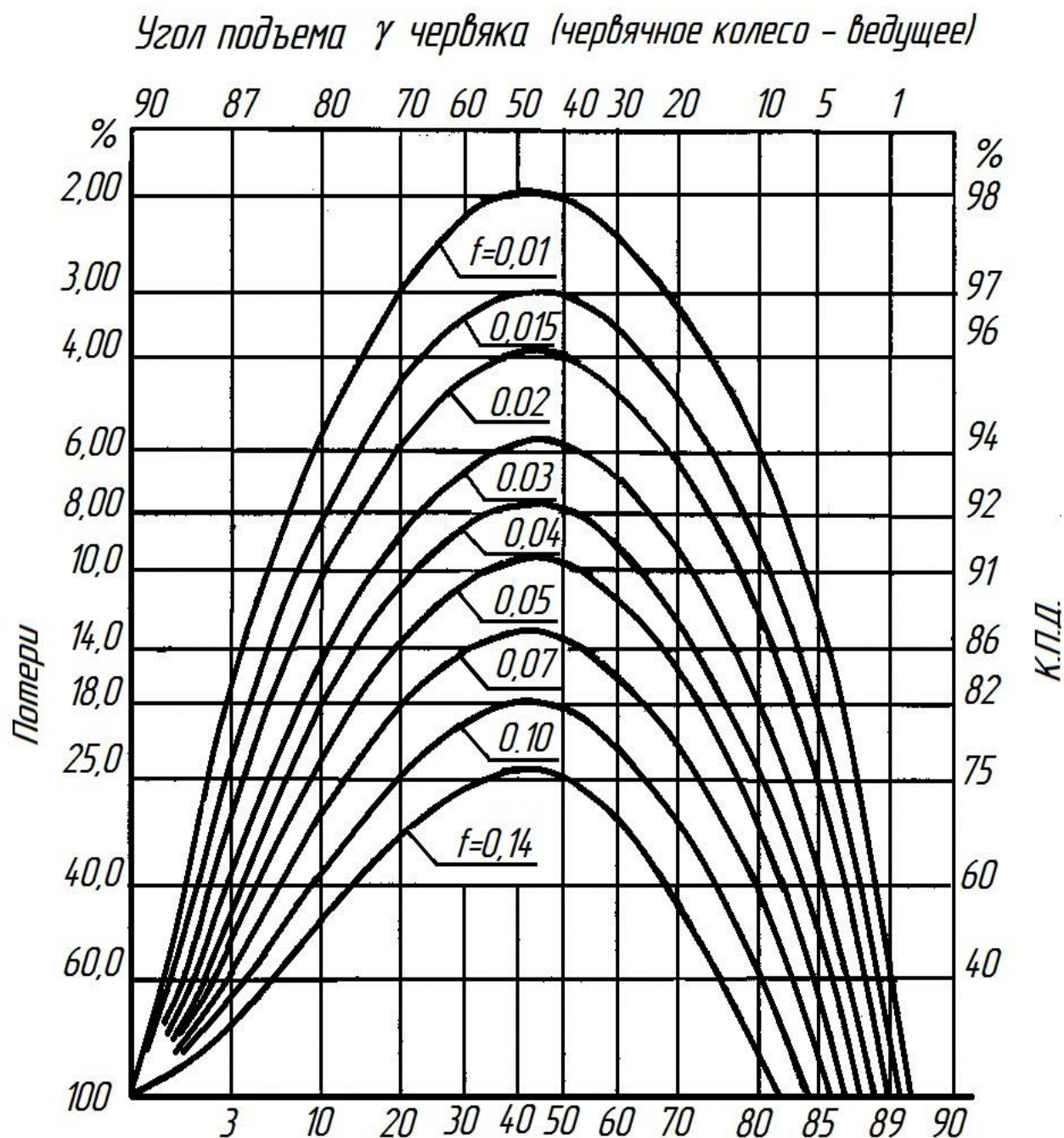


Рисунок 3Б.2 – График для определения КПД червячных передач

Приложение 3В
(справочное)
Примеры выполнения чертежей

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №						<u>Документация</u>			
					СРДТ ХХХ.001.000 СБ	Редуктор			
						<u>Сборочные единицы</u>			
			1	СРДТ ХХХ.001.001	Колесо червячное	1			
			2	СРДТ ХХХ.001.002	Крышка смотрового люка	1			
			3	СРДТ ХХХ.001.003	Отдушина	1	М. ГОСТ 16093-81		
			4	СРДТ ХХХ.001.004	Маслоуказатель	1			
			5	СРДТ ХХХ.001.005	Пробка для спуска масла	1			
					<u>Детали</u>				
			6	СРДТ ХХХ.001.006	Вал червяка	1			
Подп. и дата		7	СРДТ ХХХ.001.007	Вал колеса	1				
		8	СРДТ ХХХ.001.008	Корпус редуктора	1				
		9	СРДТ ХХХ.001.009	Крышка торцовая глухая	1				
		10	СРДТ ХХХ.001.010	Крышка торцовая с отверстием	1				
		11	СРДТ ХХХ.001.011	Прокладка	2				
		12	СРДТ ХХХ.001.012	Прокладка	2				
		13	СРДТ ХХХ.001.013	Втулка	1				
				<u>Стандартные изделия</u>					
				Болт ГОСТ 7798-70					
	Взам. инв. №		14		М 6 -6g x10 5.8	4			
		15		М 8 -6g x20 5.8	8				
		16		М 10 -6g x25 5.8	8				
		17		Крышка 12 62 ГОСТ 18511-73	1				
		18		Крышка 12 62 ГОСТ 18512-73	1				
Подп. и дата					СРДТ ХХХ.001.000 СП				
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Инв. № подл.	Разраб.					Редуктор	Лист	Лист	Листов
	Пров.							1	2
	Н.контр.								
	Утв.								

Копировал

Формат А4

Рисунок 3В.2 – Спецификация редуктора червячного с верхним расположением червяка

[illegible]

Копировал

Формат А4

Продолжение рисунка 3В.2

Формат		Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Перв. примен.							
					<u>Документация</u>		
				СРДТ ХХХ.001.000 СБ	Редуктор		
					<u>Сборочные единицы</u>		
			1	СРДТ ХХХ.001.001	Колесо червячное	1	
			2	СРДТ ХХХ.001.002	Маслоуказатель жезловый	1	
			3	СРДТ ХХХ.001.003	Пробка для спуска масла	1	М8х6Нх10 ГОСТ 16093-81
			4	СРДТ ХХХ.001.004	Пробка -отдушина	2	М10-6Нх10 ГОСТ 16093-81
Справ. №					<u>Детали</u>		
			5	СРДТ ХХХ.001.005	Вал червяка	1	
			6	СРДТ ХХХ.001.006	Вал колеса	1	38х2х18 ГОСТ 6033-80
			7	СРДТ ХХХ.001.007	Корпус редуктора	1	
			8	СРДТ ХХХ.001.008	Крышка корпуса	1	
			9	СРДТ ХХХ.001.009	Прокладка	1	
			10	СРДТ ХХХ.001.010	Крышка-стакан	2	Ø 110
			11	СРДТ ХХХ.001.011	Прокладка	2	набор
Подп. и дата			12	СРДТ ХХХ.001.012	Крышка глухая	1	Ø 72
			13	СРДТ ХХХ.001.013	Крышка сквозная	1	Ø 72
			14	СРДТ ХХХ.001.014	Прокладка	2	набор
			15	СРДТ ХХХ.001.015	Опоры корпуса редуктора	2	уголок 63х40х5 ГОСТ 8510 - 93
Инв. № докл.					<u>Стандартные изделия</u>		
			16		Болт М8-6g х 35.58		
					ГОСТ 7817-80	24	
			17		Втулка 70030-0126		
					ГОСТ 12214-66	4	
Взам. инв. №							
Подп. и дата							
Инв. № подл.							
Изм. /лист							
Разраб.							
Проб.							
Н.контр.							
Утв.							
Изм. /лист							
Разраб.							
Проб.							
Н.контр.							
Утв.							
Изм. /лист							
Разраб.							
Проб.							
Н.контр.							
Утв.							
Изм. /лист							
Разраб.							
Проб.							
Н.контр.							
Утв.							
Изм. /лист							
Разраб.							
Проб.							
Н.контр.							
Утв.							
Изм. /лист							
Разраб.							
Проб.							
Н.контр.							

Копировал

Формат А4

Рисунок 3В.4 – Спецификация редуктора червячного с нижним расположением червяка

Копировал

Формат А4

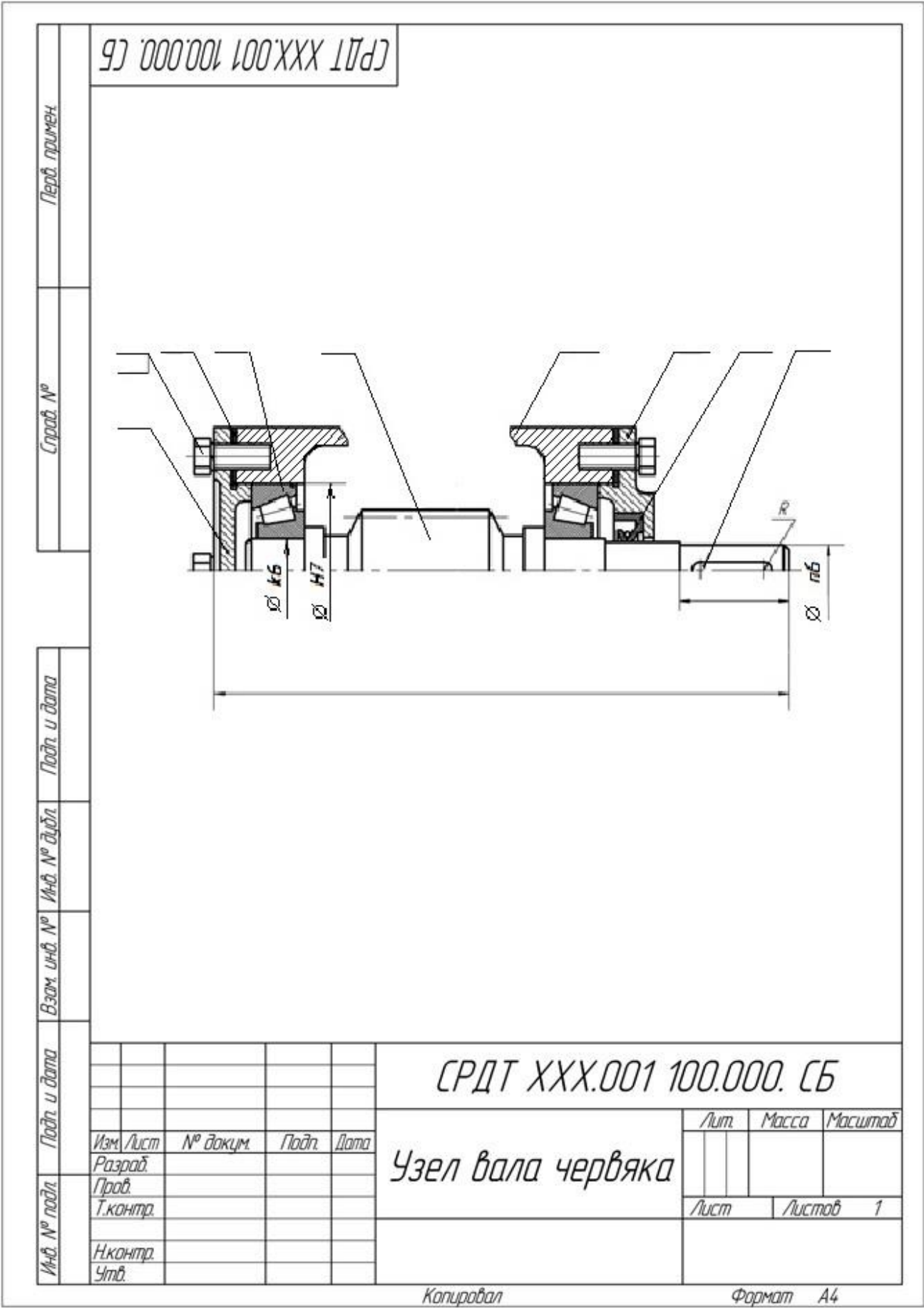


Рисунок 3В.5. – Сборочный чертеж узла вала червяка

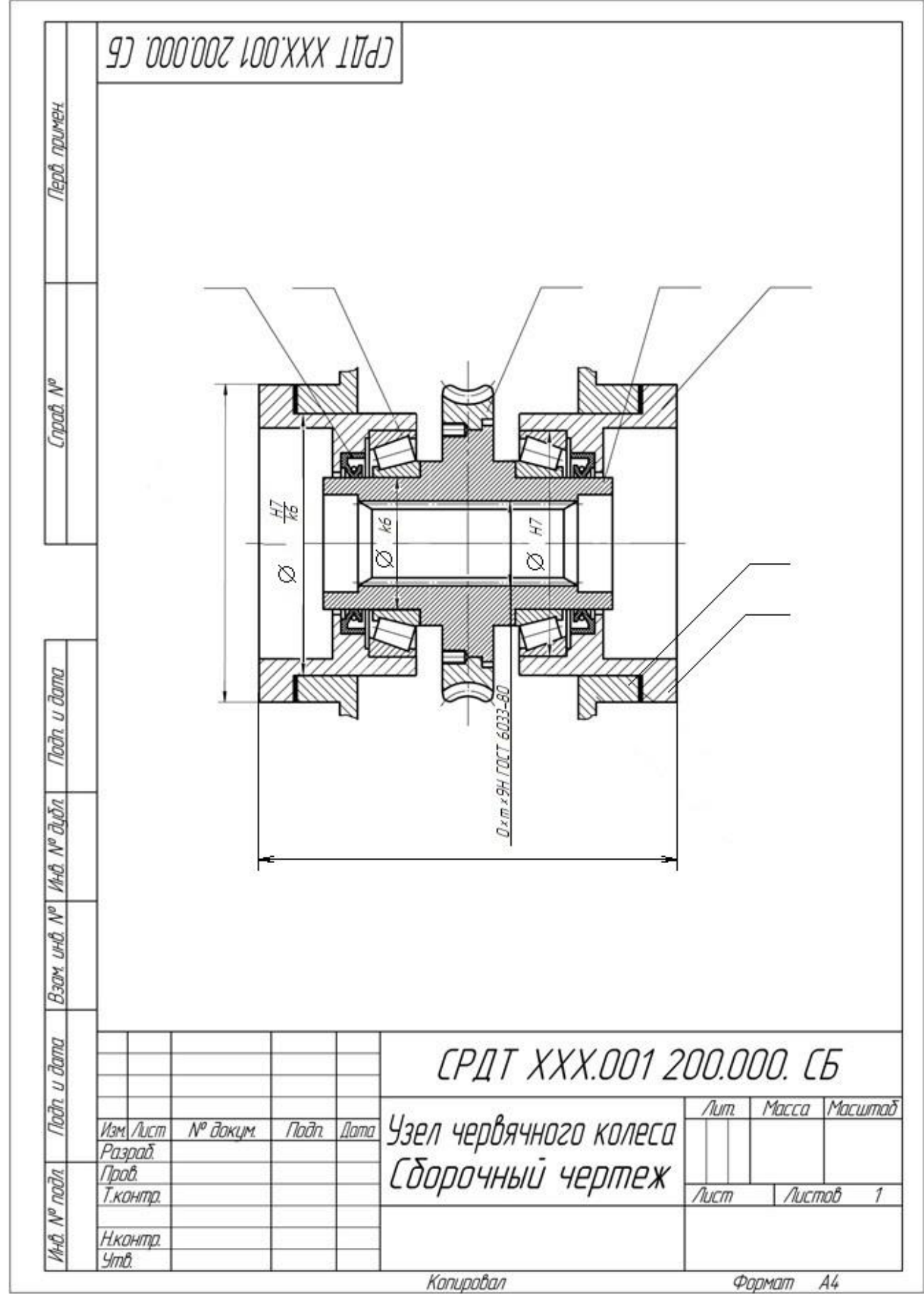


Рисунок 3В.6 – Сборочный чертеж узла вала колеса червячного

4 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И СИСТЕМЫ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

4.1 Цель работы

Целью работы является приобретение практических навыков в определении основных параметров, конструктивных особенностей подшипников качения, расшифровки их условных обозначений и умение выполнять эскизы подшипников.

4.2 Подшипники качения, их преимущества и недостатки

Подшипники - опорные устройства, предназначенные для вращающихся деталей (валов, осей и др.).

Подшипники разделяется на подшипники качения и скольжения.

В подшипниках скольжения элемент вращающейся детали (цапфа-шип или шейка) через слой смазки взаимодействует с охватывающей его неподвижной поверхностью, которая обычно изготавливается из антифрикционного материала (бронзы, латуни, баббита, чугуна, пластмассы и др.).

При этом имеет место трение скольжения между перемещающейся и неподвижной поверхностями.

В подшипниках качения наблюдается главным образом трение качения. Внутреннее кольцо подшипника, посаженное на вращающуюся деталь (иногда и сама вращавшаяся деталь) покоится на телах качения, находящихся на беговой дорожке наружного кольца, которое в свою очередь посажено в отверстие неподвижной детали (иногда беговой дорожкой является поверхность отверстия неподвижной детали). В редких случаях внутреннее кольцо неподвижно, при этом вращается только наружное кольцо.

Подшипники качения имеет следующие преимущества:

- обеспечивают более точное центрирование;
- имеют низкий коэффициент трения, мало зависящий от режима работы;
- имеют небольшие осевые размеры;
- способны работать при малой подаче масла, как в широком температурном интервале, так и в глубоком вакууме;
- имеют сравнительно невысокую стоимость и относительно малые эксплуатационные расходы.

Все это обеспечило широкое применение подшипников качения во всех видах машин, а они практически незаменимы там, где резко изменяются нагрузки и скорости и имеет место значительная частота пусков под нагрузкой (транспортные и грузоподъемные машины, металлорежущие станки, подавляющее большинство механических передач и т.д.).

К недостаткам подшипников качения в сравнении с подшипниками скольжения относятся большие виброактивность и шум, меньшая демпфирующая способность, значительные инерционные силы, действующие на тела качения при больших угловых скоростях, большие радиальные размеры и масса, сложность установки и монтажа подшипниковых узлов, повышенная чувствительность к неточности установки.

4.3 Классификация подшипников качения и их конструкционные особенности

Классификация подшипников качения производится по ряду конструктивных признаков.

По направлению действия воспринимаемой нагрузки:

- радиальные подшипники, в основном, предназначены для восприятия радиальных нагрузок;
- радиально-упорные подшипники применяют при совместном нагружении радиальными и осевыми силами;
- упорно-радиальные подшипники, предназначены для восприятия осевых и радиальных нагрузок, причем обычно осевые нагрузки превышают радиальные;
- упорные подшипники, предназначенные только для восприятия нагрузки.

По форме тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые. Роликоподшипники, в свою очередь, по тому же признаку разделяют на подшипники: с цилиндрическими короткими и длинными роликами, с витыми роликами, с коническими роликами, с бочкообразными и бомбированными роликами, с игольчатыми роликами (рисунок 4.1).

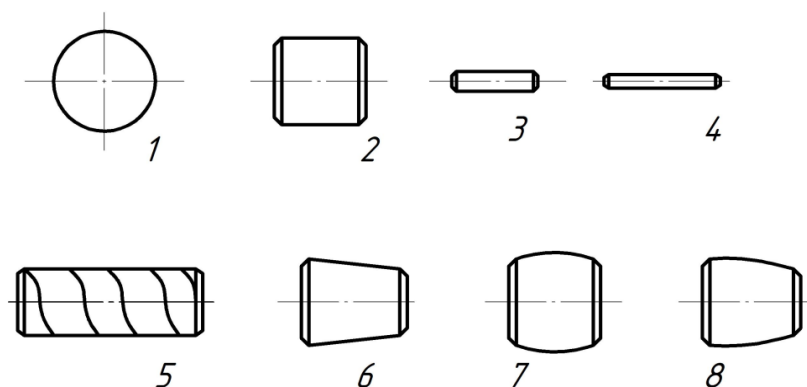


Рисунок 4.1 – Типы тел качения: 1 - шарик, 2 - ролик цилиндрический короткий, 3 - ролик цилиндрический длинный, 4 - ролик игольчатый, 5 - ролик витой, 6 - ролик конический, 7 - ролик бочкообразный, 8 - ролик бомбированный (применяется в упорно-радиальных подшипниках)

По числу рядов качения подшипники делятся на одно-, двух-, четырех- и многорядные.

По способности компенсировать перекосы вала:

- самоустанавливающиеся, которые имеют сферическую поверхность наружного кольца (в случае роликоподшипников роликам придается бочкообразная форма);
- несамоустанавливающиеся.

По габаритным размерам при данном внутреннем диаметре d подшипники делятся на серии:

- по нагрузочной способности подшипников (сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые);
- по ширине (узкие, нормальные, широкие и особо широкие).

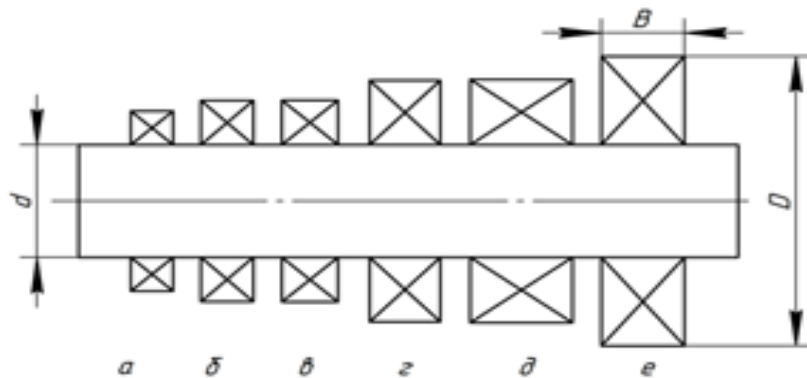


Рис 4.2 – Сравнительные размеры подшипников различных серий:

a – особолегкая серия, b – легкая, b – легкая широкая, z – средняя, d – средняя широкая, e – тяжелая (d – внутренний диаметр подшипника, D – наружный диаметр подшипника, B – ширина подшипника)

По классам точности подшипники делятся на пять классов, обозначаемых 0, 6, 5, 4, 2 и расположенных в порядке повышения точности

По дополнительным конструктивным признакам:

- с цилиндрическим или конусным отверстием внутреннего кольца;
- со встроенными уплотнениями;
- одинарные или двойные;
- сдвоенные, отроенные, счетверенные;
- с канавкой для стопорного кольца.

4.4 Обозначение основных размеров подшипников качения

Диаметры:

- внутренний диаметр d (диаметр посадочной шейки вала) – основной размер;

- наружный диаметр D ;

ширина или высота подшипников B , C , T , H , H_1 , которые выбираются по определенным соотношениям в зависимости от d .

Угол контакта:

шариков в радиально-упорных подшипниках ($\alpha=12^\circ, 26^\circ$ и 36°);

роликов с наружным кольцом в конических радиально-упорных подшипниках $\alpha=9^\circ \dots 29^\circ$.

4.5 Система условных обозначений подшипников качения

Условные обозначения наносятся на торцевые поверхности колец и состоят из семи цифр:

X	X	X	X	X	X	X
7	6	5	4	3	2	1

Две первые цифры, считая справа (1-2), обозначают внутренний диаметр подшипников. Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на 5. Для всех подшипников внутренние диаметры от 10 до 17 мм обозначается следующим образом:

Внутренний диаметр подшипника, мм	10	12	15	17
Обозначения	00	01	02	03

Внутренние диаметры подшипников, равные 22, 28, 32, 500 мм и более, обозначают соответствующими цифрами и отделяют от цифр, обозначающих серию, косой чертой.

Третья цифра справа (3) совместно с седьмой (7) обозначают серию подшипников всех диаметров, кроме малых (до 9 мм); основная из особо легких серий обозначается цифрой 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжелая – 4, легкая широкая – 5, средняя широкая – 6 и т.д.

Четвертая цифра справа (4) обозначает тип подшипников:

– шариковый радиальный	0
– шариковый радиальный сферический	1
– роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
– роликовый радиальный с бочкообразными роликами	3
– роликовый радиальный с длинными цилиндрическими ила игольчатыми роликами	4
– роликовый радиальный с витыми роликами	5
– шариковый радиально-упорный	6
– Роликовый конический	7
– Шариковый упорный (упорно-радиальный)	8
– Роликовый упорный (упорно-радиальный)	9

Пятая и шестая цифры справа (5-6), вводимые не для всех подшипников, обозначают конструктивные разновидности подшипников (угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие канавки для стопорного кольца, наличие защитных шайб и т.д.).

Кроме основного условного обозначения подшипников, применяются два дополнительных условных обозначения: стоящее перед основным и за основным, которое состоит из цифр и букв.

Дополнительное условное обозначение перед основным (содержащие до 5 знаков) предназначено для указания класса точности подшипника, радиального зазора и момента трения.

Дополнительное условное обозначение за основным (содержащие до 9 знаков) - материала деталей подшипников, конструктивных изменений подшипников, специальных технических требований, температуры отпуска колец подшипников, видов смазочных материалов для подшипников закрытого типа и шумности.

Цифры 6, 5, 4, 2, стоящие через тире перед условным обозначением подшипника, обозначает его класс точности. Нормальный класс точности обозначается цифрой – 0, которая не указывается. Повышенный класс точности обозначается цифрой 6, высокий – 5, особо высокий – 4 и сверхвысокий – 2.

Пример обозначения подшипников:

7216 - подшипник роликовый конический, радиально – упорный (7) с внутренним диаметром 80 мм (16х5), легкой серии (2), нормального класса точности.

4.6 Оборудование и инструменты

4.6.1 Комплект подшипников качения.

4.6.2 Измерительное оборудование и инструменты.

4.7 Порядок выполнения работы

4.7.1 Ознакомиться с системой классификации и условных обозначений подшипников качения.

4.7.2 Измерить основные и габаритные размеры подшипников и результаты занести в таблицу 4А.1.

4.7.3 Определить внутренний диаметр, серия, тип, класс каждого из подшипников, входящих в комплект, и заполнить соответствующие графы в таблицу 4А.2.

4.7.4 Сделать вывод по работе, занеся в таблицу 4А.3 результаты расшифровки условных обозначений и измерений основных размеров каждого из подшипников качения, входящих в комплект.

4.7.5 Выполнить эскизы подшипников, входящих в комплект и проставить основные размеры: d , D , $B(T)$ или H .

4.8 План отчета

4.8.1. Цель работы.

4.8.2. Основные и габаритные размеры подшипников (Таблица 4А.1)

4.8.3. Определение серии, типа и класса подшипников качения (Таблица 4А.2).

4.8.4. Расшифровка условных обозначений и основных размеров подшипников (Таблица 4А.3).

4.8.5. Эскизы подшипников.

4.9 Контрольные вопросы

1. Какие преимущества и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
2. Как классифицируются подшипники качения по направлению действия воспринимаемой нагрузки?
3. Какие различают виды подшипников качения по форме тел качения?
4. Какие различают серии подшипников качения?
5. Подшипники каких классов точности выпускаются в нашей стране?
6. Что обозначают две первые цифры, считая справа, в условном обозначении подшипника?
7. Что обозначает третья цифра справа совместно с седьмой в условном обозначении подшипника?
8. Что обозначает четвертая цифра справа в условном обозначении подшипника?

Приложение 4А

(обязательное)

Таблицы отчета по лабораторной работе

Таблица 4А.1 – Измеряемые параметры подшипников

Порядковый номер подшипника	Условное обозначение подшипника	Внутренний диаметр d , мм	Наружный диаметр D , мм	Ширина или высота подшипника $B(T)$ или H , мм
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				

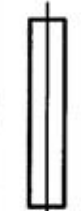
Таблица 4А.2 – Расшифровка условных обозначений подшипников

№ комплекта	№ п/п	Условное обозначение подшипников	Цифры условного обозначения				ГОСТ	Назначение подшипников
			1 – 2	3	4	7		
			Внутренний диаметр, мм	Серия диаметров	Тип	Серия ширин		
	1							
	2							
	3							
	4							
	5							
	6							
	7							
	8							
	9							
	10							
	11							
	12							

Приложение 4Б

(справочное)

Классификация подшипников качения

Обозначение типа подшипника	По направлению действия воспринимаемой нагрузки	По форме тел качения			По числу рядов тел качения	По способности компенсировать перекосы вала
		3	4	5		
1	2				6	7
0			шариковые		однорядные	несамоустанавливающиеся
1					двухрядные	самоустанавливающиеся
2		Роликовые	короткий цилиндрический		однорядные	несамоустанавливающиеся
3			бочкообразный		двухрядные	самоустанавливающиеся
4			длинный цилиндрический (иглолчатый)		однорядные	несамоустанавливающиеся
5			витой		однорядные	несамоустанавливающиеся
6		радиально-упорные	шариковые		однорядные	несамоустанавливающиеся
7					однорядные	несамоустанавливающиеся
8		упорные (упорно-радиальные)	шариковые		однорядные	несамоустанавливающиеся
9			роликовые конические (бомбированные)		однорядные	несамоустанавливающиеся (самоустанавливающиеся)

ПРИЛОЖЕНИЕ 4В
(справочное)
Эскизы подшипников качения

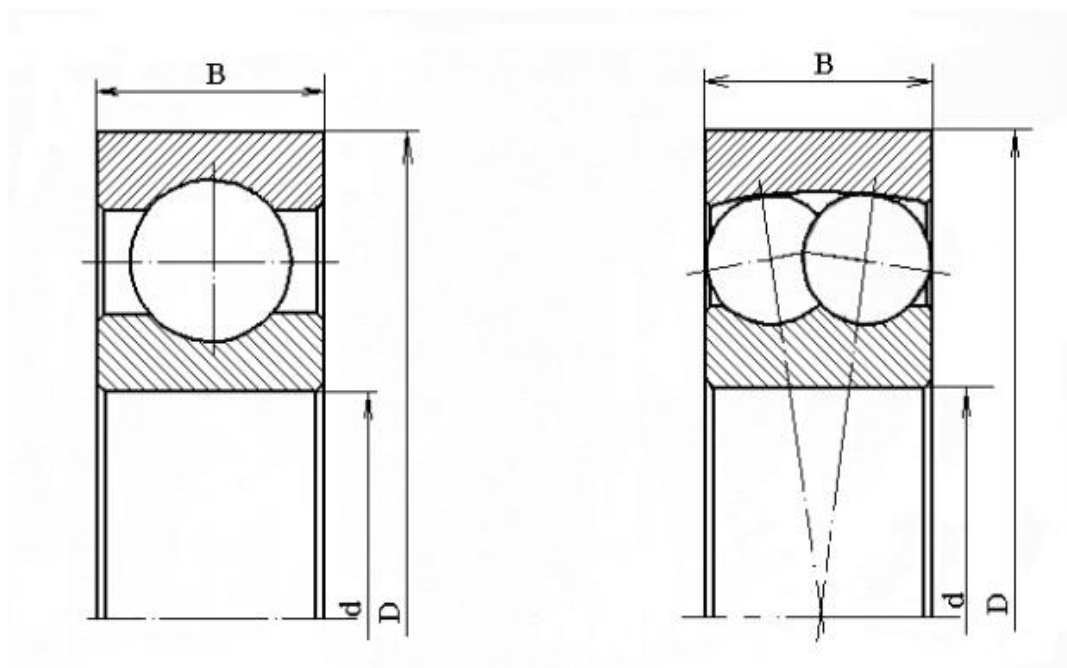


Рисунок 4В.1 – Подшипник шариковый радиальный

Рисунок 4В.2 – Подшипник шариковый радиальный, сферический, двухрядный, самоустанавливающийся

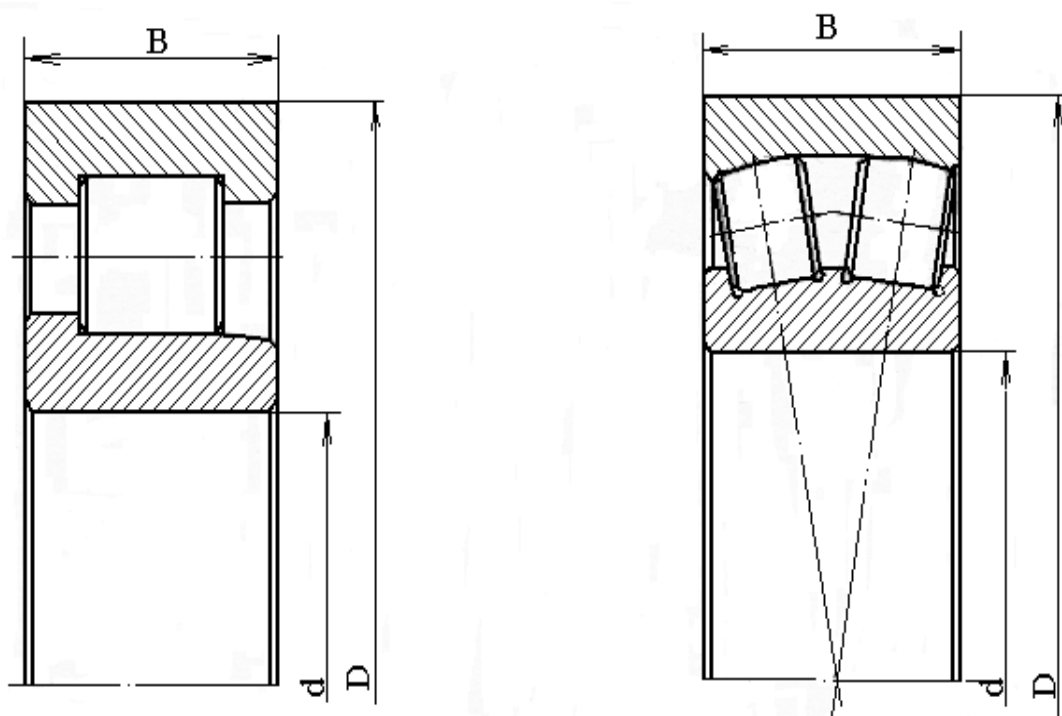


Рисунок 4В.3 – Подшипник роликовый, радиальный, с короткими цилиндрическими роликами

Рисунок 4В.4 – Подшипник роликовый радиальный, двухрядный, самоустанавливающийся с бочкообразными роликами

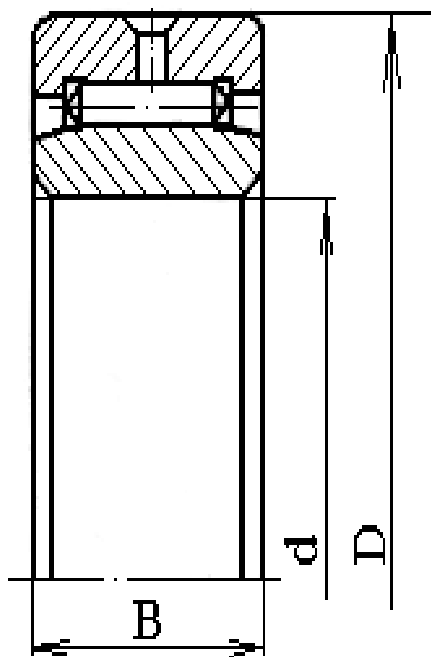


Рисунок 4В.5 – Подшипник с длинными цилиндрическими роликами

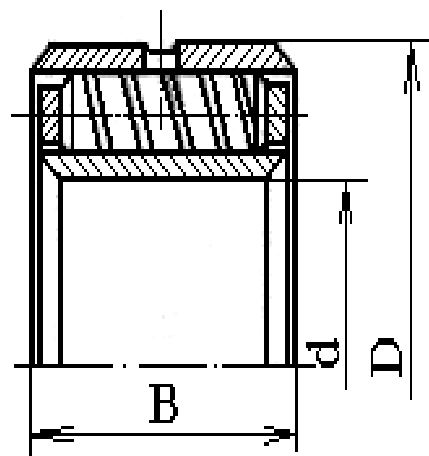


Рисунок 4В.6 – Подшипник роликовый радиальный с витыми роликами

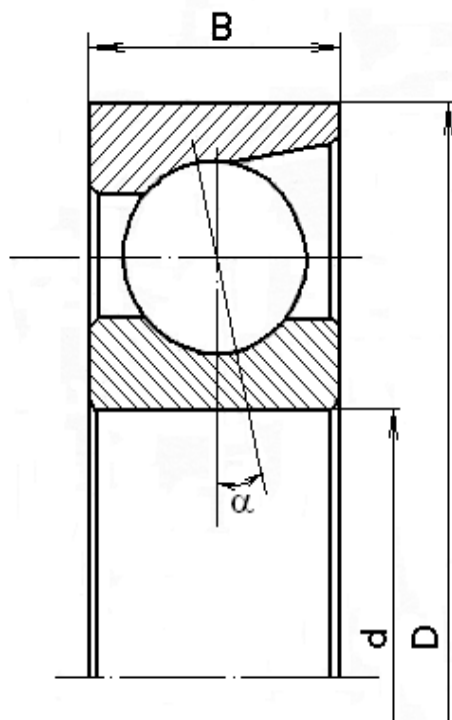


Рисунок 4В.7 – Подшипник шариковый, радиально - упорный

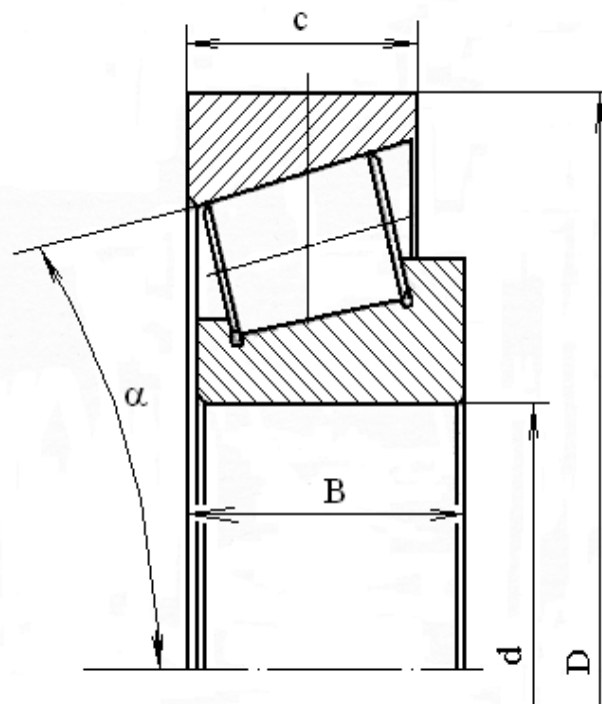


Рисунок 4В.8 – Подшипник роликовый радиально - упорный с коническими роликами

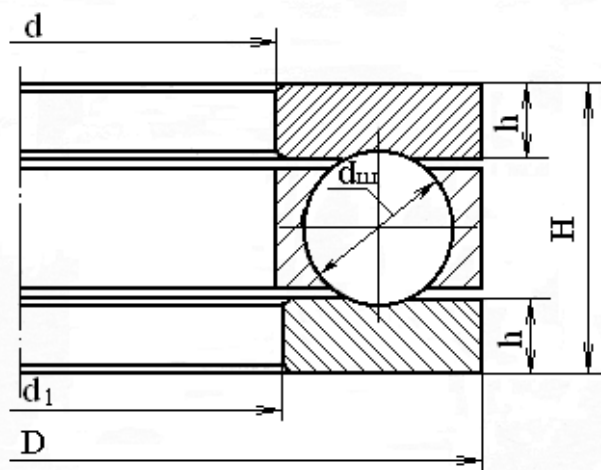


Рисунок 4В.9 – Подшипник шариковый упорный, однорядный

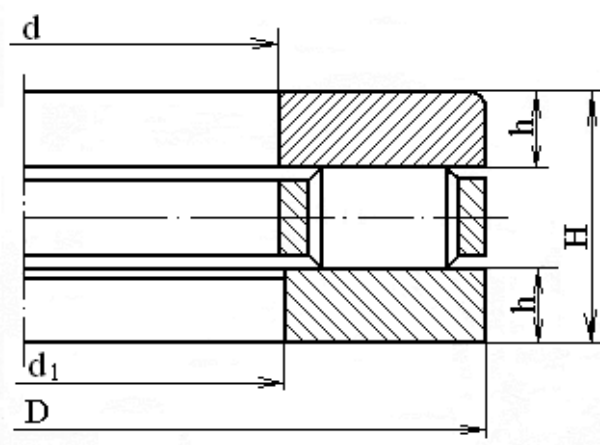


Рисунок 4В.10 – Подшипник роликовый упорный, однорядный

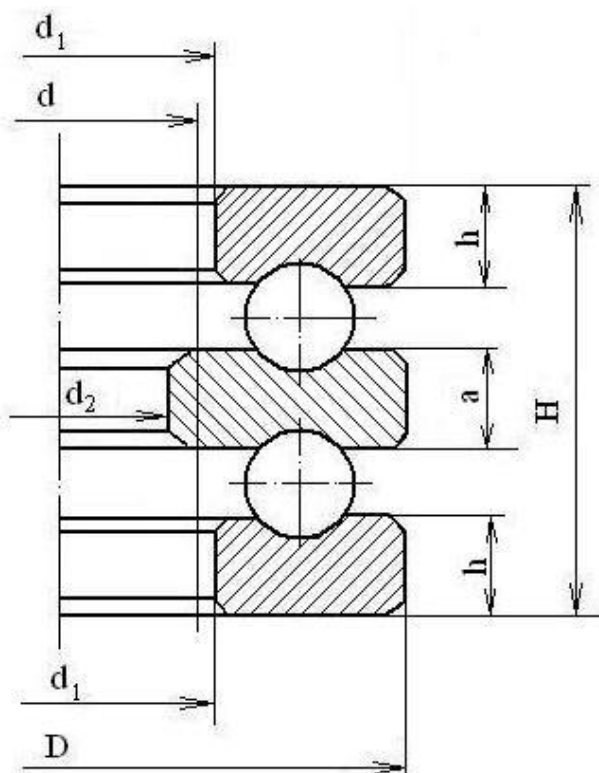


Рисунок 4В.11 – Подшипник шариковый упорный двухрядный

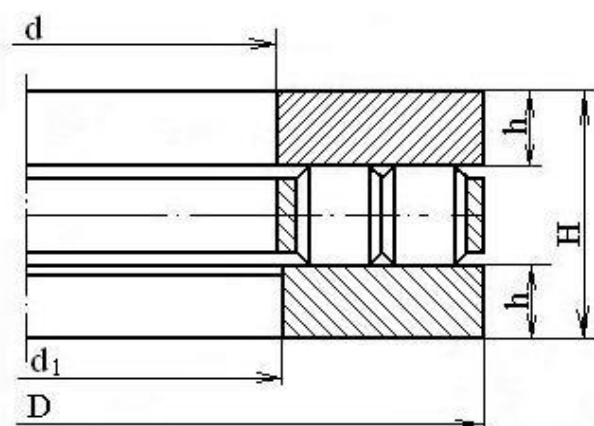


Рисунок 4В.12 – Подшипник роликовый упорный двухрядный

БИБЛИОГРАФИЯ

1. ГОСТ 2.109-73 Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам; введ. 30-06-74. – М.: Изд-во стандартов, 2007. – 38 с.
2. ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения; введ. 01-01-84. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 49 с.
3. ГОСТ 16531-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения. Введ. 01-01-84. – М.: Изд-во стандартов; 1983. – 25 с.
4. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии; введ. 01-01-72. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 42 с.
5. ГОСТ 13755-81. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур; введ 27-02-81. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 7 с.
6. ГОСТ 2185-66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры; введ. 01-11-93. – М.: Изд-во стандартов, 1993. – 4 с.
7. ГОСТ 9563-60. Колеса зубчатые. Модули; введ. 01-03-94. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 4 с.
8. ГОСТ 2.403-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес; введ. 01-01-76. – М.: Изд-во стандартов, 1998. – 14 с.
9. ГОСТ 24266 – 94. Концы валов редукторов и мотор – редукторов. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты; введ. 30-06-1996. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 4 с.
10. ГОСТ 25301 – 95. Редукторы цилиндрические. Параметры; введ. 30-06-2000. – М.: Изд-во стандартов, 2006. – 6 с.
11. ГОСТ 18498-89. Передачи червячные. Термины, определения и обозначения; введ. 23-03-89. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 33 с.
12. ГОСТ 2.109-73 Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам; введ. 30-06-74. – М.: Изд-во стандартов, 2007. – 38 с.
13. ГОСТ 2144-93. Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры; введ. 13-06-77. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 2 с.
14. ГОСТ 19650-97. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии; введ. 2-03-98. – М.: Изд-во стандартов, 1998. – 7 с.
15. ГОСТ 19672-74. Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка; введ. 01-01-76. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 122 с.
16. ГОСТ 19036-94 Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк; введ. 01-01-97. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 5 с.

17. ГОСТ 3189–75. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений; введ. 01–01–91. – М.: Изд-во стандартов, 1998. –10 с.
18. ГОСТ 18855 – 2013. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс; введ. 1–01–2013. – М.: Изд-во стандартов, 2014.– 49 с.
19. ГОСТ 3325 – 85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. Введ. 1– 07–87. – М.: Стандартиформ, 1994. – 94 с.
20. ГОСТ 520 – 2011. Подшипники качения. Общие технические условия. Введ. 01–07–2012. М.: Стандартиформ, 2012. – 66 с.
21. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник для академического бакалавриата / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 16-е изд., испр. и доп. – М.: Издательство Юрайт, 2019. – 409 с. – (Серия: Бакалавр. Академический курс). – ISBN 978-5-534-07341-6. Режим доступа: <https://biblio-online.ru/viewer/detali-mashin-445027>.
22. Андреев, В. И. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование [Электронный ресурс]: учебное пособие / В.И. Андреев, И.В. авлова. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург: Лань, 2013. - 352 с. Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/12953>.
23. Жуков, В. А. Детали машин и основы конструирования: Основы расчета и проектирования соединений и передач [Электронный ресурс]: учеб. пособие / В. А. Жуков. — 2-е изд. — М.: ИНФРА-М, 2018. — 416 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). — www.dx.doi.org/10.12737/7597. — Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/933857>.
24. Балдин, В. А. Детали машин и основы конструирования. Передачи: учебник для бакалавриата и специалитета / В.А. Балдин, В.В. Галевко; под ред. В.В. Галевко. – 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Издательство Юрайт, 2019. — 333 с. — (Серия : Бакалавр и специалист). — ISBN 978-5-534-06285-4. - Текст : электронный // ЭБС Юрайт [сайт]. — URL: <https://biblio-online.ru/bcode/439021>
25. Перель А.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
26. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1964. – 280 с.