

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 02.06.2025 10:58:53
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)**

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

« 5 » 05

2025 г.



ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА ТИПА Ц2

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение,
23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и
комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические
средства, 20.03.01 Техносферная безопасность

Курск 2025

УДК 621.8

Составитель: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *В.В. Пономарев*

Изучение конструкции и определение параметров зубчатого цилиндрического редуктора типа Ц2: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин. Курск, 2025. 22 с.: ил. 7, прилож. 2, Библиогр.: с. 20.

Содержат основные сведения о зубчатых цилиндрических редукторах. Рассматривается конструкция двухступенчатого редуктора типа Ц2. Указывается порядок выполнения лабораторной работы, правила оформления отчетов и их защиты.

Предназначены для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать *5.05.25*. Формат 60х84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,27. Уч. – изд. л. 1,16. Тираж 30 экз. Заказ *638*. Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы.

Ознакомится с конструкцией цилиндрического двухступенчатого редуктора, с особенностями его разборки и сборки, с регулированием зазоров в подшипниках; системой смазывания зацеплений и подшипников; определение основных размеров редуктора, параметров и нагрузочной способности зубчатых передач.

1 Правила техники безопасности

1.1. Прежде чем начать какое-либо действие, необходимо убедиться в том, что оно безопасно для окружающих.

1.2. Запрещается использовать в работе неисправные или несоответствующего размера гаечные ключи.

1.3. При разборке редуктора детали и сборочные единицы должны быть уложены так, чтобы не произошло их падение от случайных причин.

1.4. При сборке редуктора не подкладывать пальцы под валы, колеса или крышку редуктора во избежание травмирования.

2 Подготовка к выполнению работы

Для качественного выполнения лабораторной работы студент должен:

- самостоятельно ознакомиться с содержанием настоящих методических указаний и изучить раздел курса, относящийся к конструированию и основам расчета зубчатых редукторов. Для этого использовать рекомендуемую литературу [1-3] и контрольные вопросы;

- в тетради для лабораторных работ или на листах формата А4 подготовить бланк отчета в соответствии с приложением Б. При выполнении работы иметь при себе простейшие чертежные (линейка, угольник) и счетные (микрокалькулятор) принадлежности.

3 Установка, приборы, инструмент

Установка представляет собой двухступенчатый цилиндрический редуктор.

Для разборки применяются гаечные ключи разных размеров.

Измерительный инструмент: штангенциркуль, линейка, угломер, кронциркуль.

4 Общие положения

4.1 Типы цилиндрических редукторов

Редуктор – передаточный механизм, выполненный в виде отдельного агрегата, состоящий из механических закрытых понижающих передач зацеплением и предназначенный для передачи вращательного движения с изменением его параметров: $\omega_1 > \omega_2 > \omega_3 > \dots > \omega_n$; $P_1 > P_2 > P_3 > \dots > P_n$; $T_1 < T_2 < T_3 < \dots < T_n$, где ω_i – угловая скорость, рад·с⁻¹; P_i – мощность, кВт; T_i – вращающий момент, Н·м, i -го вала.

В зависимости от числа ступеней различают одно- (рис. 1, а), двух- (рис. 1, б-д) и трехступенчатые (рис. 1, е) цилиндрические редукторы.

Преимущественно применяются редукторы двухступенчатые. Их передаточные числа $u = 6,3 \dots 40$. Среди них широкое распространение имеют редукторы, выполненные по развернутой схеме типа Ц2 (см. рис. 1, б). В редукторе с раздвоенной быстроходной шевронной ступенью (см. рис. 1, в) наиболее нагруженная тихоходная ступень располагается симметрично относительно опор. Благодаря этому устраняется недостаток предыдущей схемы, связанный с несимметричным расположением передач относительно опор и заключающийся в неравномерном распределении нагрузки по длине зубьев. У двухступенчатого соосного редуктора типа Ц2С (см. рис. 1, г, д) оси быстроходного (входной) и тихоходного (выходной) валов совпадают, т.е. расположены на одной прямой. Многопоточные редукторы (см. рис. 1, в, д) имеют меньшие габариты и массу.

Трехступенчатые редукторы могут выполняться по развернутой схеме (см. рис. 1, е) или по другим схемам [2]. Их передаточные числа $u = 25 \dots 250$.

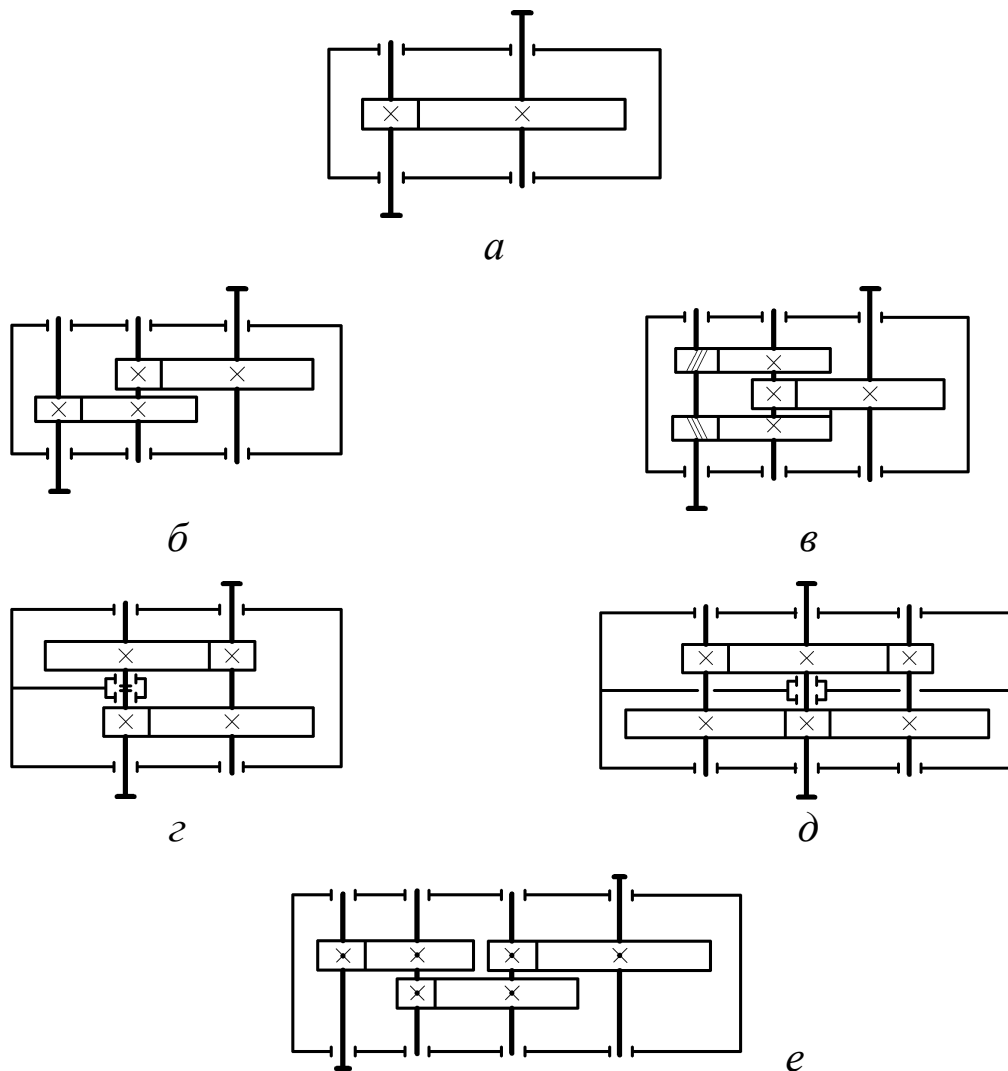


Рисунок 1 Схемы зубчатых цилиндрических редукторов

4.2 Техническая характеристика редукторов

К ней относятся:

- общее передаточное число..... u_p

$$u_p = u_B \cdot u_T, \quad (1)$$

где u_B , u_T – передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней;

- межосевое расстояние тихоходной ступени..... a_{wT} , мм;
- мощность на входном быстроходном валу P_B , кВт;
- частота вращения быстроходного вала n_B , мин⁻¹

1;

- вращающий момент на выходном валу T_T , Н · м;
- допускаемые радиальные силы на выходных концах быстроходного и тихоходного валов F_B , F_T , кН;
- коэффициент полезного действия (КПД) редуктора..... η , %;
- масса m , кг.

Критерием технического уровня редукторов является удельная материалоемкость

$$\gamma = m/T_T. \quad (2)$$

Для зубчатых редукторов γ зависит от твердости рабочих поверхностей зубьев колес: при цементованных и закаленных зубьях

$$\gamma = 0,03 \dots 0,05 \text{ кг}/(\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Структура условного обозначения редукторов может быть представлена в следующем виде:

$$\boxed{1} \quad \boxed{2} - \boxed{3} - \boxed{4} - \boxed{5} - \boxed{6} - \boxed{7} \quad \boxed{8} \quad \boxed{9},$$

где 1 – наименование изделия (Редуктор); 2 – обозначение передач (Ц – цилиндрическая; К – коническая; Пз – планетарная зубчатая; Вз – волновая зубчатая. Если одинаковых передач две и более, то после буквы ставят соответствующую цифру); 3 – значение главного параметра (например, межосевого расстояния тихоходной ступени); 4 – значение номинального передаточного числа; 5 – обозначение варианта сборки редуктора по ГОСТ 20373; 6 – категория точности (1 или 2); 7,8 (при необходимости) – дополнительные признаки по нормативной документации на данный тип редуктора (климатическое исполнение, категория размещения и др.); 9 – обозначение стандарта или ТУ, регламентирующего тип, основные параметры и размеры.

Пример условного обозначения цилиндрического двухступенчатого редуктора с главным параметром – межосевым расстоянием тихоходной ступени $a_w = 160$ мм, передаточным числом $u_p = 31,5$, вариантом сборки 12, климатическим исполнением У, категорией размещения 2:

Редуктор 1Ц2У – 160 – 31,5 – 12 – У2 ГОСТ 20373.

4.3 Конструкция редуктора

Общее описание. Редуктор состоит из основания-корпуса 1 (рис. 2), крышки 2, зубчатых колес 3, 4, 5 и 6, быстроходного 7, промежуточного 8 и тихоходного 9 валов, опирающихся на подшипники 10, 11 и 12, которые закрываются закладными (врезными) крышками подшипников 13, 14 и 15. Шестерня 3 (меньшее зубчатое колесо) и колесо 4 образуют быстроходную ступень, а шестерня 5 и колесо 6 – тихоходную, причем шестерня 3 и вал 7, а также шестерня 5 и вал 8 выполнены заодно целое.

Угловая фиксация колес на валах при передаче вращающих моментов осуществляется призматическими шпонками 16.

В редукторе использованы конические роликоподшипники. Регулирование осевых зазоров в них осуществляется с помощью винтов 17 и шайб 18. Винты имеют сферические концы, что обеспечивает базирование шайб по торцу наружных колец подшипников. После выполнения регулирования подшипников винты фиксируются сухарями (замками) 19.

Корпус. Он включает в себе детали передач и служит:

- для фиксации опор валов с посаженными на них зубчатыми колесами в пространстве;
- восприятия сил, действующих в зацеплениях;
- защиты деталей от попадания абразивных частиц извне;
- создания хороших условий смазывания зацеплений и подшипников;
- снижения уровня шума.

Главное требование к нему при проектировании – обеспечение жесткости и прочности.

Как правило, корпус выполняют в виде литой (из серого и высокопрочного чугуна, стали или алюминиевого сплава) или сварной коробки, разъемной в плоскости расположения осей валов, что обеспечивает удобство сборки: каждый вал с предварительно посаженными на него деталями свободно устанавливается в корпус.

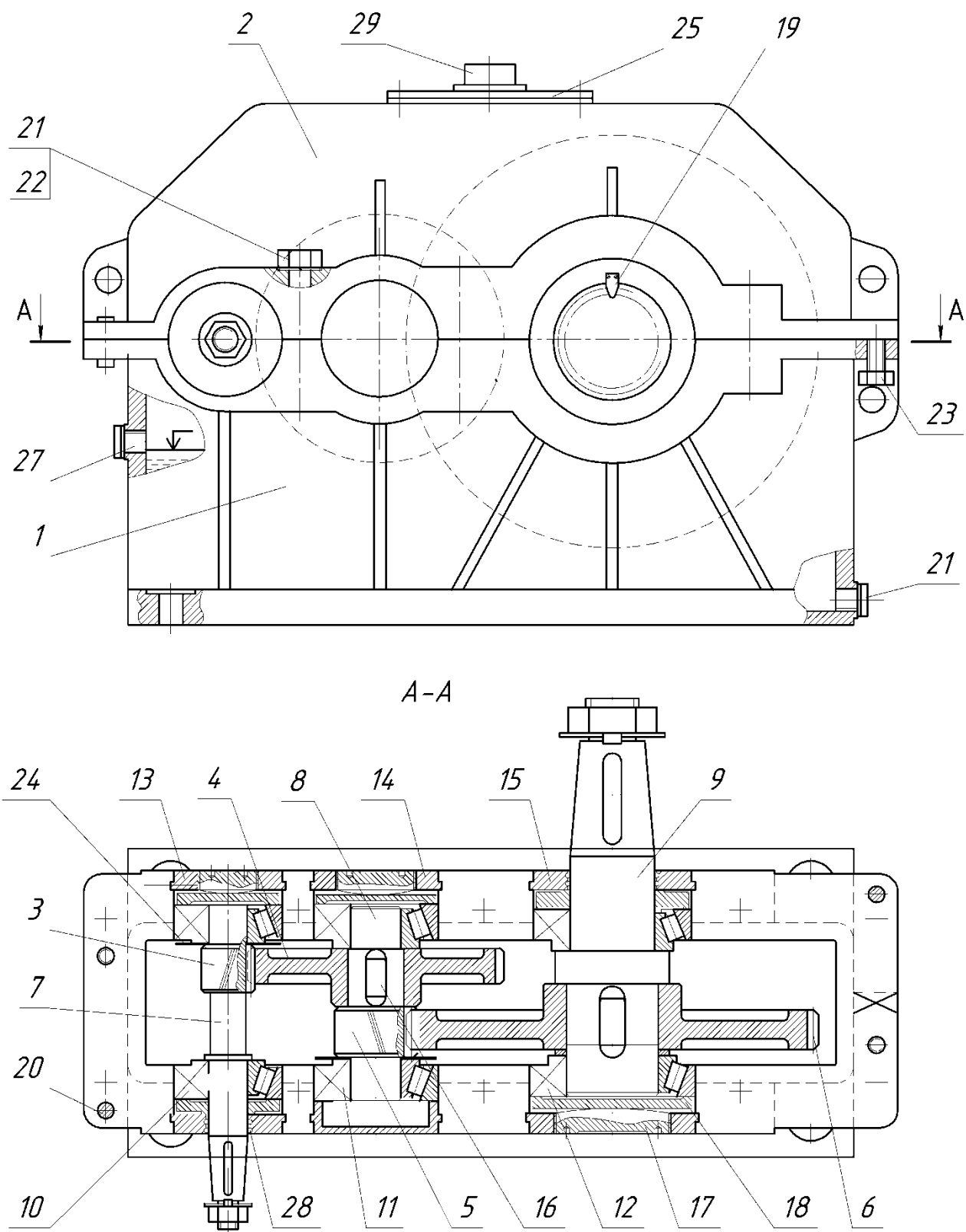


Рисунок 2 Конструкция редуктора типа Ц2

В местах установки подшипников у корпусных деталей выполняют приливы (бобышки). Для обеспечения жесткости корпус и

крышка снабжены ребрами. В современных конструкциях корпусных деталей эти элементы стараются расположить по возможности внутри, а очертания таких деталей выполнить плоскими поверхностями. Благодаря этому увеличивается жесткость, улучшаются виброакустические характеристики, удовлетворяются требования технической эстетики и т.п. Однако у изучаемого редуктора приливы под подшипники и ребра жесткости расположены снаружи.

Плоскость разъема корпуса 1 и крышки 2 оформляют в виде фланцев, на которые перед окончательной сборкой наносят пасту «Унигерм», шеллак или цапонлак. За счет этого при эксплуатации обеспечивается герметичность разъема, т.е. устраняется течь масла по стыку деталей.

Предварительно при сборке положение корпуса и крышки фиксируется двумя коническими (или цилиндрическими) штифтами 20, которые располагают по диагонали фланцев. Затем эти детали соединяются стяжными винтами 21 (или болтами с гайками), причем для предохранения от самоотвинчивания под головки винтов (или гайки) подкладывают пружинные шайбы 22.

Чтобы при разборке облегчить отделение крышки от корпуса (преодолеть силы молекулярного сцепления), устанавливают по диагонали отжимные винты 23.

Места крепления корпуса к раме (плите) оформляются в виде лап (приливов) с отверстиями под фундаментные болты.

Зубчатые цилиндрические колеса. Все зубчатые колеса редуктора – косозубые, причем у шестерени первой ступени правое направление линии зуба, а второй – левое.

Основные конструктивные элементы любого колеса следующие: зубчатый венец, ступица и диск или спица (в зависимости от размеров).

Конструкция зубчатых колес зависит от типа производства [1]. При единичном и мелкосерийном производстве предпочтительна форма колес представлена на рисунке 3, а, причем колесо может быть плоским, т.е. $l_{ст} \approx b_w$. Для уменьшения поверхности обработки по торцам сделаны углубления $k = 1...2$ мм.

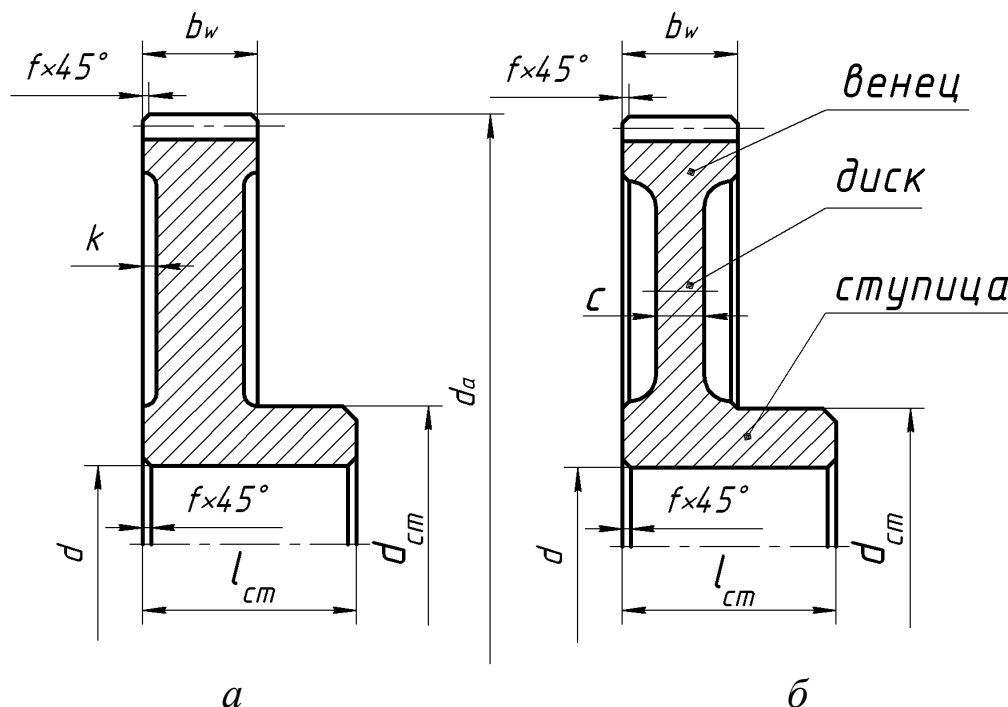


Рисунок 3 Конструкции зубчатых колес:
а, б - варианты

На рисунке 3, б приведена конструкция, применяемая при средне- и крупносерийном производствах. Заготовки получают ковкой или штамповкой. При этом толщина диска

$$c = (0,35 \dots 0,4) b_w. \quad (3)$$

Во всех случаях принимают длину ступицы

$$l_{ст} = (0,8 \dots 1,5) d, \quad (4)$$

где d – диаметр отверстия в ступице.

Валы и валы-шестерни. Основные конструктивные элементы валов рассмотрены в работе [1]. Диаметр d_{a1} шестерни, как правило мало отличается от диаметра d_b ее вала ($d_{a1} \leq 2d_b$). В редукторостроении это имеет место при передаточных числах $u \geq 3,15$, т.е. в подавляющем большинстве случаев шестерню выполняют заодно с валом. Такая деталь называется валом-шестерней.

Системы смазывания зацеплений и подшипников. Для уменьшения трения в зацеплениях зубчатых колес и опорах валов предусматривается их смазывание. При окружных скоростях зубчатых колес $V \leq 12,5$ м/с применяют картерное смазывание (см. рис. 2). Объем

заливаемого в картер масла обусловлен типом редуктора и передаваемой мощностью, а уровень масляной ванны определяется необходимостью погружения в него зубчатых венцов колес на глубину 4-5 модулей. Тихоходные колеса (второй и последующей ступени) допускается погружать на глубину до $1/3$ диаметра колеса. При высоких окружных скоростях колес рекомендуется струйное смазывание: масло подается насосом в зону контакта зубьев.

Подшипники смазывают разбрызгиванием масла зубчатыми колесами, последующего его стекания со стенок и конденсации. Подшипники быстровращающихся валов, т.е. в местах интенсивного разбрызгивания, защищают маслоотражательными кольцами 24 (см. рис.2). При $V \leq 4$ м/с применяют консистентный (пластичный) смазочный материал с защитой от возможного его вымывания маслом из картера путем установки мазеудерживающих колец, которые при определенных условиях могут быть и маслосбрасывающими. [1, 2].

Для заливки масла и осмотра состояния зубчатых колес предусмотрено смотровое отверстие (люк), которое закрывается крышкой 25, а для слива масла – резьбовое отверстие, закрываемое запорной пробкой 26. Дно корпуса делают с уклоном в сторону слива. Контроль уровня масла осуществляется с помощью контрольной пробки 27.

Для подвижного соединения выходные концы валов - крышки подшипников использованы щелевые уплотнения 28.

Для предотвращения появления избыточного давления в корпусе от нагрева и выдавливания масла через уплотнения предусмотрена отдушина 29.

4.4 Геометрические параметры зубчатого колеса и передачи

Рассмотрим геометрические параметры зубчатого колеса (рис. 4).

Окружной P_t и нормальный P_n шаги равны

$$P_t = \pi d_i / z_i, \quad (5)$$

$$P_n = P_t \cos \beta, \quad (6)$$

где d_i – диаметр делительной окружности i -го зубчатого колеса;

z_i – число зубьев этого колеса; β – угол наклона зубьев.

Поскольку шаги – величины иррациональные (зависят от π), в качестве основного геометрического параметра зубчатых колес принят модуль m – величина, в π раз меньшая шага.

Тогда имеем

$$m_t = P_t/\pi = d_i/z_i, \quad (7)$$

$$m_n = m_t \cos\beta, \quad (8)$$

где m_t , m_n – окружной и нормальный модули, причем m_n стандартизован (приложение А).

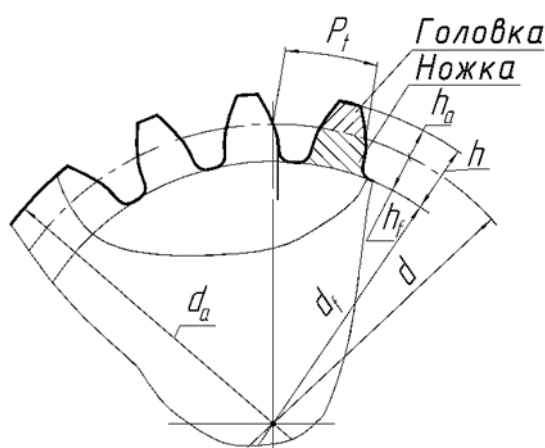


Рисунок 4 Геометрические параметры зубчатого венца цилиндрического колеса

Все диаметры венца зубчатого колеса определяются через m_n , z и β :

- делительный

$$d_i = \frac{m_n}{\cos\beta} z_i; \quad (9)$$

- вершин зубьев (знак «+» – для колес с наружными зубьями, а «-» – с внутренними)

$$d_{ai} = d_i \pm 2h_a, \quad (10)$$

- впадин

$$d_{fi} = d_i \mp 2h_f, \quad (11)$$

где h_a , h_f – высота головки и ножки зуба соответственно; знак «+» – для колес с наружными зубьями, а «-» – с внутренними, причем

$$h_a = m_n \quad (12)$$

$$h_f = 1,25m_n. m_n \quad (13)$$

Тогда высота зуба

$$h = 2,25m_n. m_n \quad (14)$$

Заметим, что приведены формулы для нулевых колес (нарезаны без смещения инструмента относительно заготовки).

Основной геометрический параметр зубчатой цилиндрической передачи – межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m_n z_1 (u \pm 1)}{2 \cos \beta} \cdot m_n \quad (15)$$

4.5 Силы, действующие в косозубом зацеплении

Силы, действующие на зуб шестерни, представлены на рисунке 5.

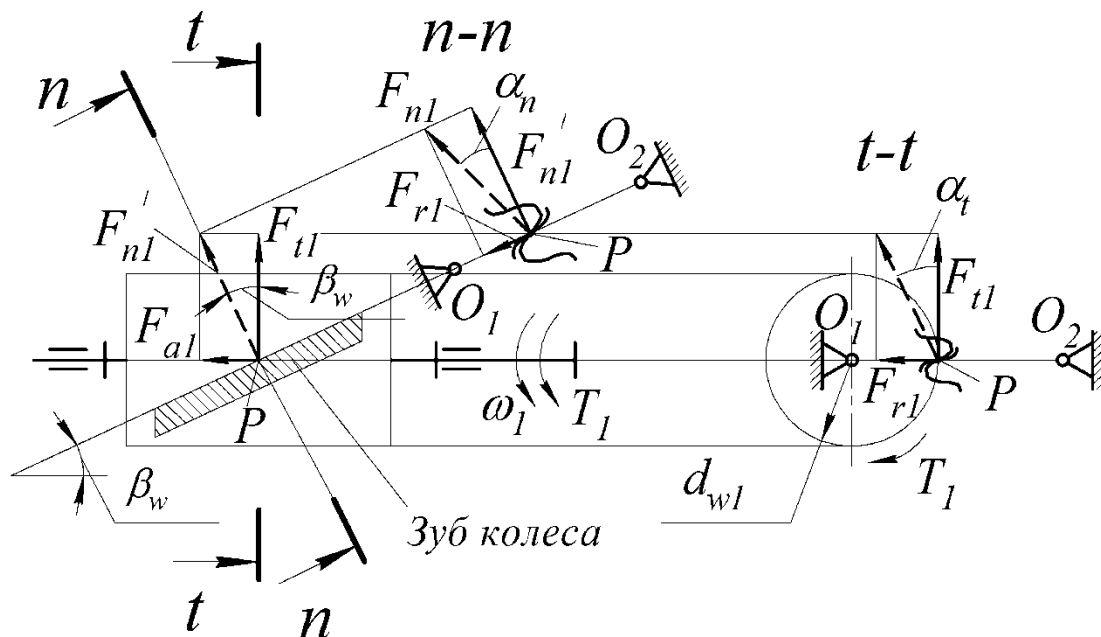


Рисунок 5 Силы в косозубом зацеплении цилиндрических колес

Согласно рисунку имеем

$$F_{n1} = \{F'_{n1}, F_{r1}\} m_n \quad (16)$$

$$F'_{n1} = \{F_{t1}, F_{a1}\} \cdot m_n \quad (17)$$

Откуда

$$F_{n1} = \{F_{t1}, F_{r1}, F_{a1}\} \cdot m_n \quad (18)$$

В приведенных выражениях: F_{n1} – сила, нормальная к профилю

зуба; F'_n – сила, нормальная к направлению зуба; F_{a1} – осевая сила; F_{t1} и F_{r1} – окружная и радиальная силы.

Видно, что

$$F_{t1} = 2T_1/d_{w1}, m_n \quad (19)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta_w = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_b, m_n \quad (20)$$

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta_w, m_n \quad (21)$$

$$F_{n1} = F_{t1} / (\cos \beta_w \cos \alpha_n). m_n \quad (22)$$

Направление силы F_{a1} зависит от направления зуба и направления вращения. Модуль этой силы зависит от нагрузки и угла β_w . Для ее ограничения угол β_w косозубых колес принимают в пределах $8 \dots 22^\circ$.

5 Порядок выполнения работы

5.1 Определение габаритных и присоединительных размеров (рис. 6).

5.1.1 Замерить наибольшую длину L , наибольшие ширину $L_4 + L_5$ и высоту H редуктора, которые необходимо знать для размещения в приводе и для транспортировки.

5.1.2 Определить присоединительные размеры стыковой поверхности редуктора (B_1, L_1, H_2), которой он крепится к раме, и высоту центров H_1 .

5.1.3 Замерить диаметр отверстий для болтов крепления редуктора к раме и размеры их расположения (d_0, A, A_1, L_2).

5.1.4 Замерить размеры выходных концов валов (d_1, l_1, d_2, l_2).

5.1.5 Все результаты измерений нанести на эскизную схему редуктора в отчете, подготовленную заранее.

5.2 Разборка редуктора и ознакомление с конструкцией

Рекомендуется разборку вести в такой последовательности:

5.2.1 Отвернуть и вынуть винты 21 крепления крышки к корпусу редуктора.

5.2.2 Разъединить крышку 2 от основания-корпуса 1, используя отжимные винты 23, и снять крышку.

5.2.3 Ознакомиться с конструкцией редуктора.

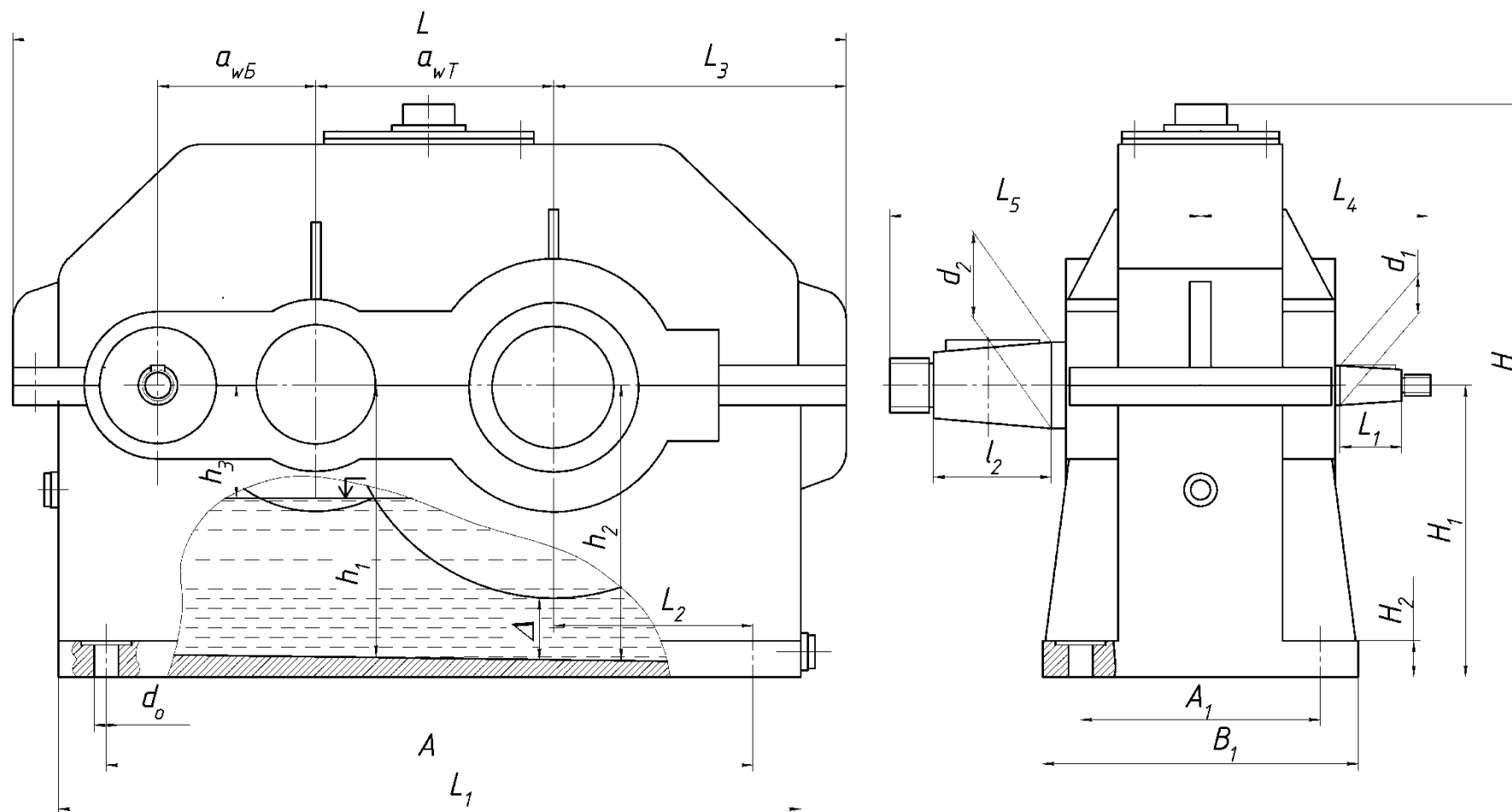


Рисунок 6 Основные размеры редуктора

5.3 Определение основных размеров и параметров зацепления

5.3.1 Штангенциркулем измерить расстояния A_1 , A_2 (рис. 7), диаметры D_1 , D_2 , D_3 и подсчитать межосевые расстояния быстроходной ступени

$$a_{wБ}^* = A_1 - 0,5(D_1 + D_2), \quad (23)$$

а также тихоходной

$$a_{wТ}^* = A_2 - 0,5(D_2 + D_3) \quad (24).$$

Сравнить измеренные межосевые расстояния со стандартными значениями (приложение А).

5.3.2 Замерить ширину зубчатых венцов b_{w1} , b_{w2} , вычислить значения коэффициентов ширины зубчатых колес:

$$\psi_{ba(Б)} = b_{wБ} / a_{wБ}, \quad (25)$$

$$\psi_{ba(Т)} = b_{wТ} / a_{wТ} \quad (26)$$

и сравнить со стандартными значениями (приложение А).

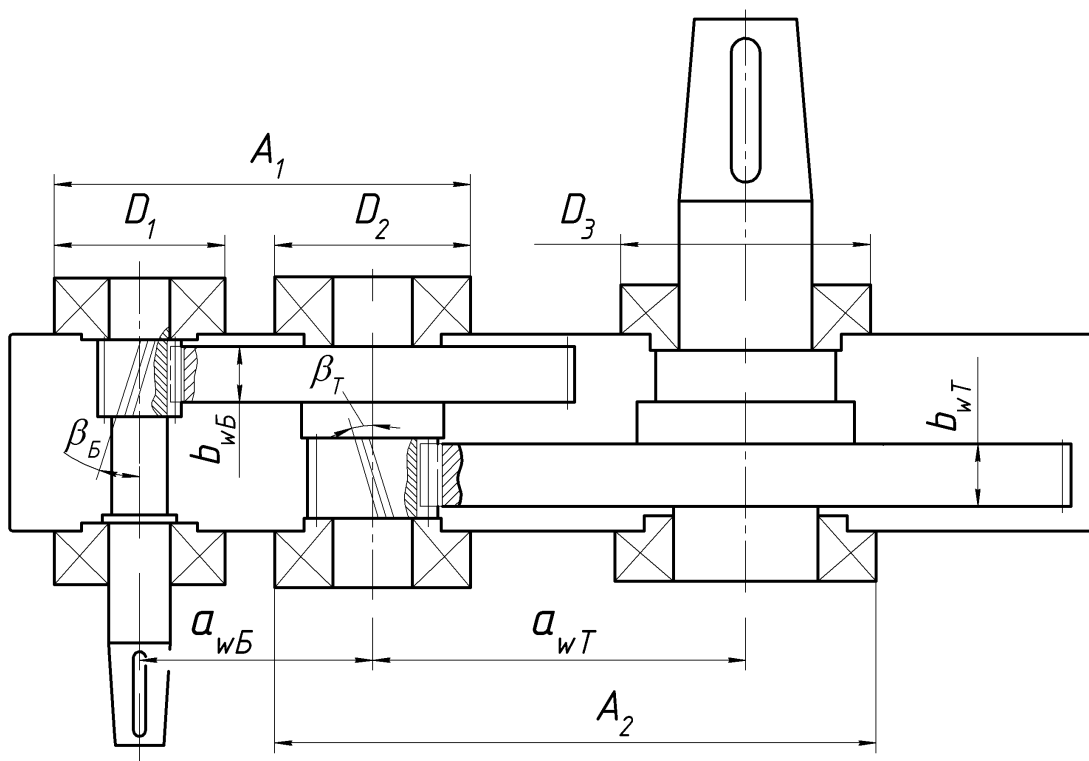


Рисунок 7. Измеряемые параметры редуктора

5.3.3 Подсчитать числа зубьев шестерен и колес $z_{1Б}$, $z_{2Б}$, $z_{1Т}$, $z_{2Т}$; определить передаточные числа:

$$u_{Б} = z_{2Б} / z_{1Б}, \quad (27)$$

$$u_{Т} = z_{2Т} / z_{1Т}. \quad (28)$$

5.3.4 С помощью угломера найти угол наклона зубьев $\beta_{Б}$, $\beta_{Т}$.

5.3.5 Подсчитать нормальный модуль для обеих ступеней

$$m_n = 2a_w \cos\beta / (z_2 + z_1) \quad (29)$$

и принять ближайшее значение модуля m_n из стандартного ряда (приложение А).

Результаты замеров и расчетов занести в таблицу отчета.

5.4 Определение размеров, необходимых для смазывания зацеплений.

5.4.1 Штангенциркулем или кронциркулем измерить диаметры окружностей вершин зубьев колес быстроходной и тихоходной ступеней

$$d_{a2(Б)}, d_{a2(Т)}$$

5.4.2 С помощью линейки согласно схеме на рисунке 6 определить размеры h_1 , h_2 и нанести на схему в отчете. Подсчитать уклон дна корпуса, %,

$$(h_2 - h_1)100 / a_{wТ}. \quad (30)$$

5.4.3 Приняв за максимальный уровень масла размер

$$h_M = 0,5 d_{a2(Т)} - 4m_n, \quad (31)$$

определить глубину погружения в масло и зазор Δ между дном и колесом тихоходной ступени.

Результаты измерений занести в таблицу и нанести на эскизной схеме редуктора в отчете.

6 Определение мощности, передаваемой редуктором

6.1. Записать дополнительные данные для расчета:

- допускаемое напряжение из условия обеспечения контактной прочности зубьев $[\sigma_H]$, МПа ($[\sigma_H] = 550$ или 600 МПа – выдается преподавателем);

- частота вращения быстроходного вала n_1 , мин^{-1} ($n_1 = 1500$ или 1000 мин^{-1} – выдается преподавателем);

- коэффициент концентрации нагрузки:
 $K_{H\beta} = 1,0$ при твердости зубьев $H \leq 350$ HB;
 $K_{H\beta} = 1,2$ при твердости зубьев $H > 350$ HB;
- коэффициент K_a :
 $K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$ при косозубом зацеплении.

6.2. Используя формулу для проектировочного расчета

$$a_{wT} = K_a(u_T + 1) \sqrt[3]{T_T K_{H\beta} / ([\sigma_H] u_T)^2 \Psi_{ba(TT)}}, \quad (32)$$

вычислить вращающий момент на тихоходном валу

$$T_T = a_{wT}^3 ([\sigma_H] u_T)^2 \Psi_{ba(T)} / (K_a^3 (u_T + 1)^3 K_{H\beta}). \quad (33)$$

В формуле (1) a_{wT} , мм; T_T , Н·м.

Тогда мощность на тихоходном валу

$$P_T = T_T \omega_T, \quad (34)$$

где ω_T – угловая скорость этого вала,

$$\omega_T = \omega_1 / u_p, \quad \omega_1 = \pi n_1 / 30, \quad (35)$$

причем здесь ω_1 – угловая скорость первого вала, рад · с⁻¹; u_p – передаточное число редуктора.

7 Выводы

Необходимо сделать выводы, сравнивая вращающий момент T_T и мощность P_B , полученные расчетом, с паспортными значениями этих величин, приводимыми в работе [2].

8 Отчет о лабораторной работе

Отчет о лабораторной работе необходимо оформить в соответствии с приложением Б.

Контрольные вопросы

1. Что такое редуктор?
2. Перечислите величины, составляющие техническую характеристику редуктора.
3. Изобразите основные схемы двухступенчатых редукторов, применяемых в машиностроении.
4. Каково преимущество редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью по сравнению с редуктором, выполненным по развернутой схеме?

5. Из каких деталей состоит корпус редуктора? Его назначение?
6. Для чего ставятся штифты при сборке корпуса?
7. Каким образом производят отделение крышки от основания?
Изобразите отжимной винт.
8. Для чего предназначены окно (люк) в верхней части корпуса и пробки?
9. Изобразите схему окружной F_t и осевой F_a сил, действующих на левый зуб шестерни при вращении вала по ходу (против) часовой стрелки.
10. Каковы преимущества и недостаток косозубого зацепления перед прямозубым? Почему ограничивают угол наклона зубьев?
11. От чего зависит направление окружной F_t и осевой F_a сил, действующих в зацеплении?
12. Какое значение имеет выбор одинаковых или противоположных направлений линий зубьев шестерни и колеса на промежуточном валу?
13. Какой из подшипников быстроходного вала воспринимает осевую силу, действующую в зацеплении, при вращении его по ходу (против) часовой стрелки?
14. Изобразите зубчатые колеса с правым, левым и шевронным зубьями.
15. Каков способ смазывания зубчатых зацеплений и подшипников в редукторе? Чем контролируется уровень масла?
15. Для чего устанавливаются у подшипников маслоотражательные и маслосбрасывающие кольца?
16. Как определить передаточные числа каждой ступени и редуктора?
17. Каковы соотношения между частотами вращения, вращающими моментами и мощностями валов редуктора?
18. Что такое модуль зацепления?
19. В чем разница между торцовым и нормальным модулем?
20. Объясните, почему ведущий и ведомый валы изучаемого редуктора имеют одинаковое направление вращения.

Библиографический список

1. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 2. Типовые изделия машиностроения: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. - М.: Высш. шк., 2006.

2 Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 4. Редукторы и мотор-редукторы: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. - М.: Высш. шк., 2006.

3. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. - М.: Машиностр., 1989.

Приложение А

Межосевые расстояния, мм, по ГОСТ 2185

1-й ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500

2-й ряд: - - 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560

Значение коэффициента Ψ_{ba} по ГОСТ 2185

0,1; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Стандартные значения нормального модуля m_n , мм, по ГОСТ 9563

1-й ряд: 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10.

2-й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9.

Таблица 1 Характеристика зацепления

Наименования параметров	Обозначения	Единица измерения	Значение параметров ступени	
			быстроходной	тихоходной
Суммарный размер	A_1, A_2	мм		
Наружный диаметр подшипника	D_1 D_2 D_3	мм		
Межосевое расстояние (по стандартному ряду)	$a_{wБ},$ $a_{wТ}$	мм		
Ширина зубчатых венцов	$b_{wБ},$ $b_{wТ}$	мм		
Коэффициент ширины зубчатых колес	$\Psi_{ba(Б)}$ $\Psi_{ba(Т)},$			
Числа зубьев: шестерни колеса	$z_{1Б},$ $z_{1Т}$ $z_{2Б},$ $z_{2Т}$			
Передаточное число ступени	$u_{Б},$ $u_{Т}$			
Общее передаточное число редуктора	u_p			
Угол наклона зубьев	$\beta_{Б},$ $\beta_{Т}$	град		
Нормальный модуль (стандартный)	$m_{n(Б)},$ $m_{n(Т)}$	мм		

Приложение Б

Отчет о лабораторной работе № 1

«Изучение конструкции и определение параметров зубчатого цилиндрического редуктора типа Ц2»

1. Цель работы
2. Эскизная схема редуктора (выполняется на свободной странице по образцу рисунков 6 и 7).
3. Характеристика зацеплений (см. приложение А).
4. Расчет вращающего момента и мощности на тихоходном валу.

Исходные данные

- | | | | |
|---|----------------|--------|---------------------|
| 1 | $[\sigma_H]$ | = ... | МПа; |
| 2 | n_1 | = ... | мин ⁻¹ ; |
| 3 | $K_{H\beta}$ | = ...; | |
| 4 | K_a | = ...; | |
| 5 | u_T | = ...; | |
| 6 | $\psi_{ba(T)}$ | = | |

Расчет вращающего момента

формула (1) с подстановкой значений величин и результат расчета

Расчет мощности

формула (2) с подстановкой значений величин и результат расчета

Вывод

Работу выполнил _____
(подпись студента)

Работу принял _____
(подпись преподавателя)

«_____» _____ 200_ г.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

« 5 » 05

2025 г.



ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение,
23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и ком-
плексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства,
20.03.01 Техносферная безопасность

Курск 2025

УДК 621.8

Составитель: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *В.В. Пономарев*

Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин. Курск, 2025. 20 с.: ил. 6, прилож. 2, Библиогр.: с. 17.

Содержат основные сведения о червячных редукторах. Рассматривается конструкция одноступенчатого червячного редуктора. Указывается порядок выполнения лабораторной работы, правила оформления отчетов и их защиты.

Предназначены для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать *5.05.25*. Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,16. Уч. - изд. л. 1,05. Тираж 30 экз. Заказ *638*. Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы

Ознакомится с конструкцией червячного редуктора, с особенностями его разборки и сборки, с регулированием червячного зацепления и зазоров в подшипниках, системой смазывания зацеплений и подшипников; определение основных размеров редуктора, параметров, КПД и нагрузочной способности червячной передачи.

1 Правила техники безопасности

Не выполняйте работу, не ознакомившись с методикой ее проведения и следующими правилами техники безопасности:

1.1. Прежде чем начать какое-либо действие, необходимо убедиться в том, что оно безопасно для окружающих.

1.2. Запрещается использовать в работе неисправные или несоответствующего размера гаечные ключи.

1.3. При разборке редуктора детали и сборочные единицы должны быть уложены так, чтобы не произошло их падение от случайных причин.

1.4. При сборке редуктора не подкладывать пальцы под валы, колесо или крышку редуктора во избежание травмирования.

2 Подготовка к выполнению работы

Для качественного выполнения лабораторной работы студент должен:

- самостоятельно ознакомиться с содержанием настоящих методических указаний и изучить раздел курса, относящийся к конструированию и основам расчета червячных редукторов. Для этого использовать рекомендуемую литературу [1-3] и контрольные вопросы;

- в тетради для лабораторных работ или на листах формата А4 подготовить бланк отчета в соответствии с приложением Б. При выполнении работы иметь при себе простейшие чертежные (линейка, угольник) и счетные (микрокалькулятор) принадлежности.

3 Установка, приборы, инструмент

Установка представляет собой червячный редуктор. Для его разборки и сборки применяются гаечные ключи разных размеров.

Измерительный инструмент: штангенциркуль, линейка и кронциркуль.

4 Общие положения

4.1 Типы червячных передач и редукторов

Червячная передача (рис. 1) состоит из червяка 1 (короткого винта с определенным типом резьбы) и червячного колеса 2 с зубьями дугообразной формы, охватывающими часть червяка. Угол скрещивания осей червяка и колеса обычно составляет 90° .

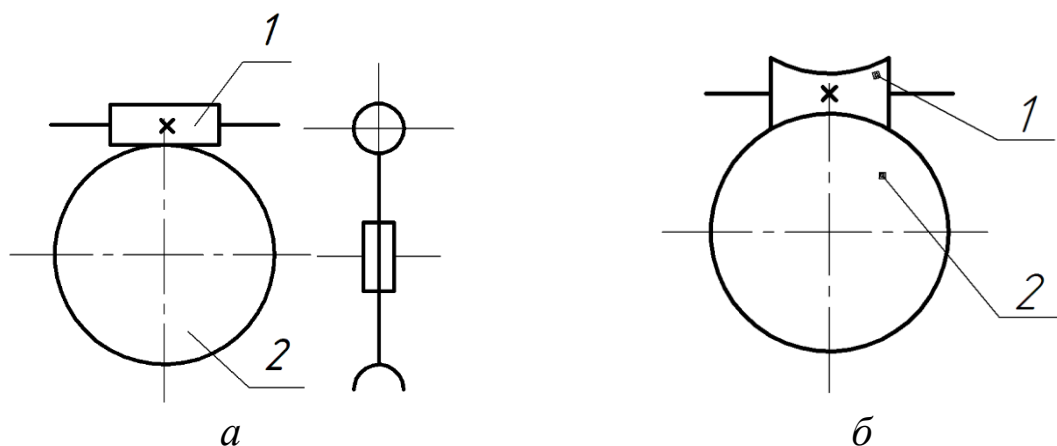


Рисунок 1 Червячные передачи:
а – цилиндрическая, *б* – глобоидная;
 1 – червяк; 2 – червячное колесо.

В зависимости от формы внешней поверхности червяка передачи бывают с цилиндрическим (см. рис. 1, *а*) или глобоидным (см. рис. 1, *б*) червяком, а в зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка – с архимедовым, конволютным, эвольвентным и другими типами червяков. Червячные передачи с этими червяками имеют условные обозначения *ZA*, *ZN*, *ZI* соответственно.

В машиностроении распространены одноступенчатые червячные передачи с диапазоном передаточных чисел $u = 8 \dots 63$. Их основные структурные схемы представлены на рисунке 2.

Редуктор с верхним червяком применяется при окружной скорости $V_1 > 5$ м/с, а с нижним – при $V_1 \leq 5$ м/с). Последние две конструкции, из представленных на рисунке 2 применяют в исключительных случаях из-за трудности обеспечения смазывания подшипников вертикальных валов и предотвращения вытекания масла.

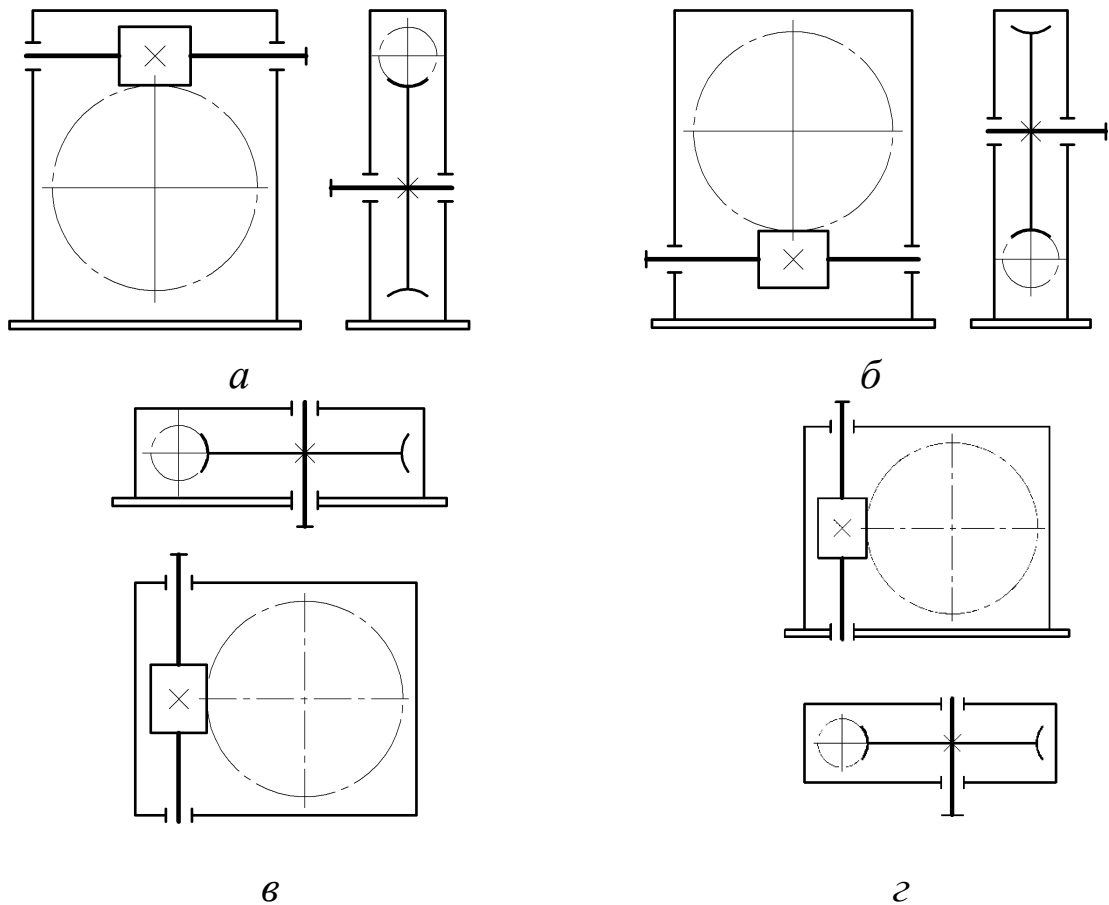


Рисунок 2 Структурные схемы червячных одноступенчатых редукторов:
а, б – с верхним и нижним червяками; *в* – с вертикальным валом колеса;
г – с боковым червяком

4.2 Конструкция червячных редукторов

В работе изучается конструкция одного из трех червячных редукторов, отличающихся друг от друга исполнением корпусной детали.

Основные детали червячного редуктора представлены на рисунке 3. Корпус выполнен разъемным, состоящий из основания-корпуса и крышки, причем плоскость разъема расположена по оси вала червячного колеса. Такая конструкция корпусной детали применяется при больших габаритах редукторов (с межосевым расстоянием $a_w \geq 140 \dots 160$ мм).

Как видно, левая опора вала-червяка является фиксирующей обоих направлений (в ней установлены конические роликоподшипники), а правая – плавающая (в ней использован радиальный шарикоподшипник).

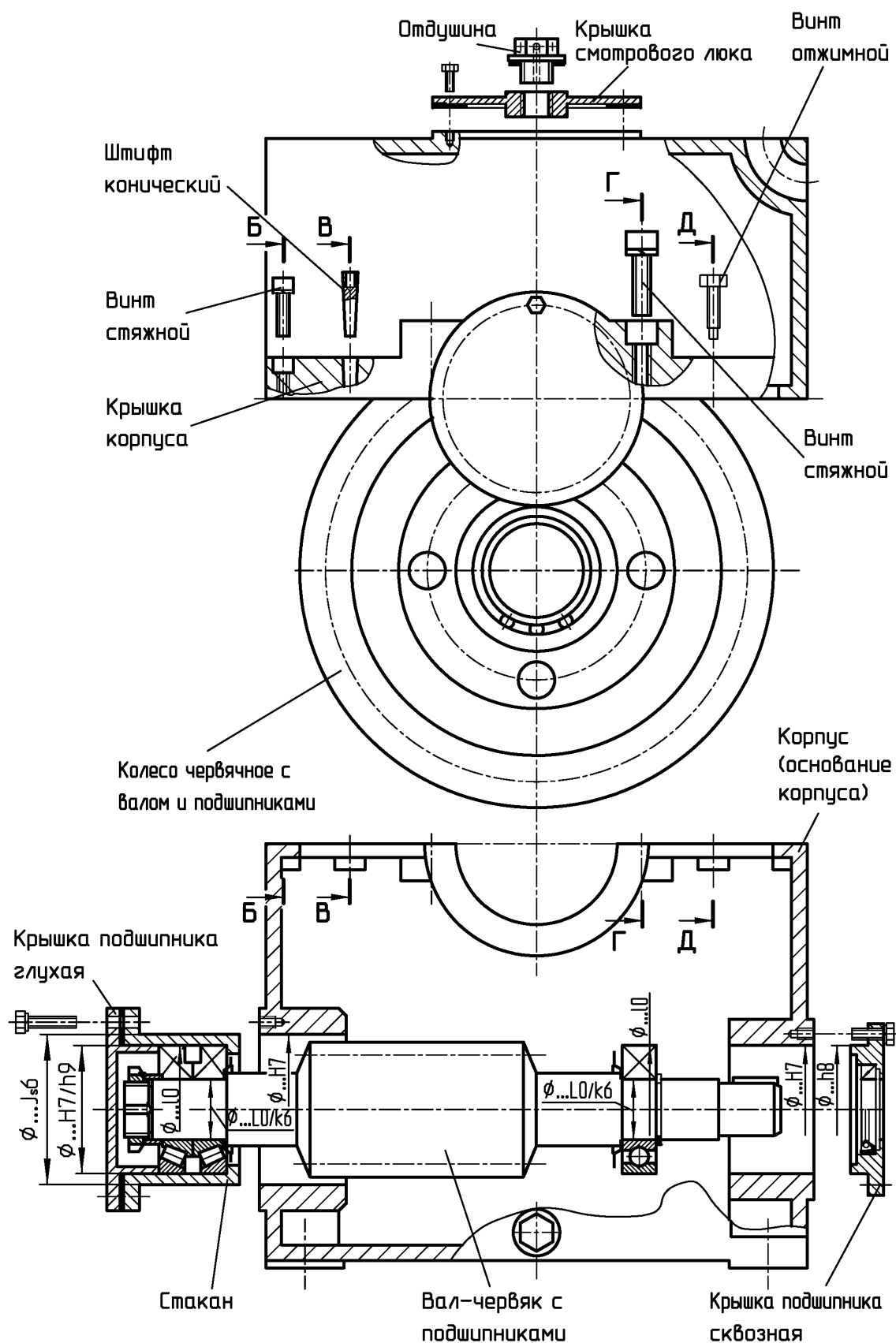


Рисунок 3 Конструкция червячного редуктора с разъемным корпусом

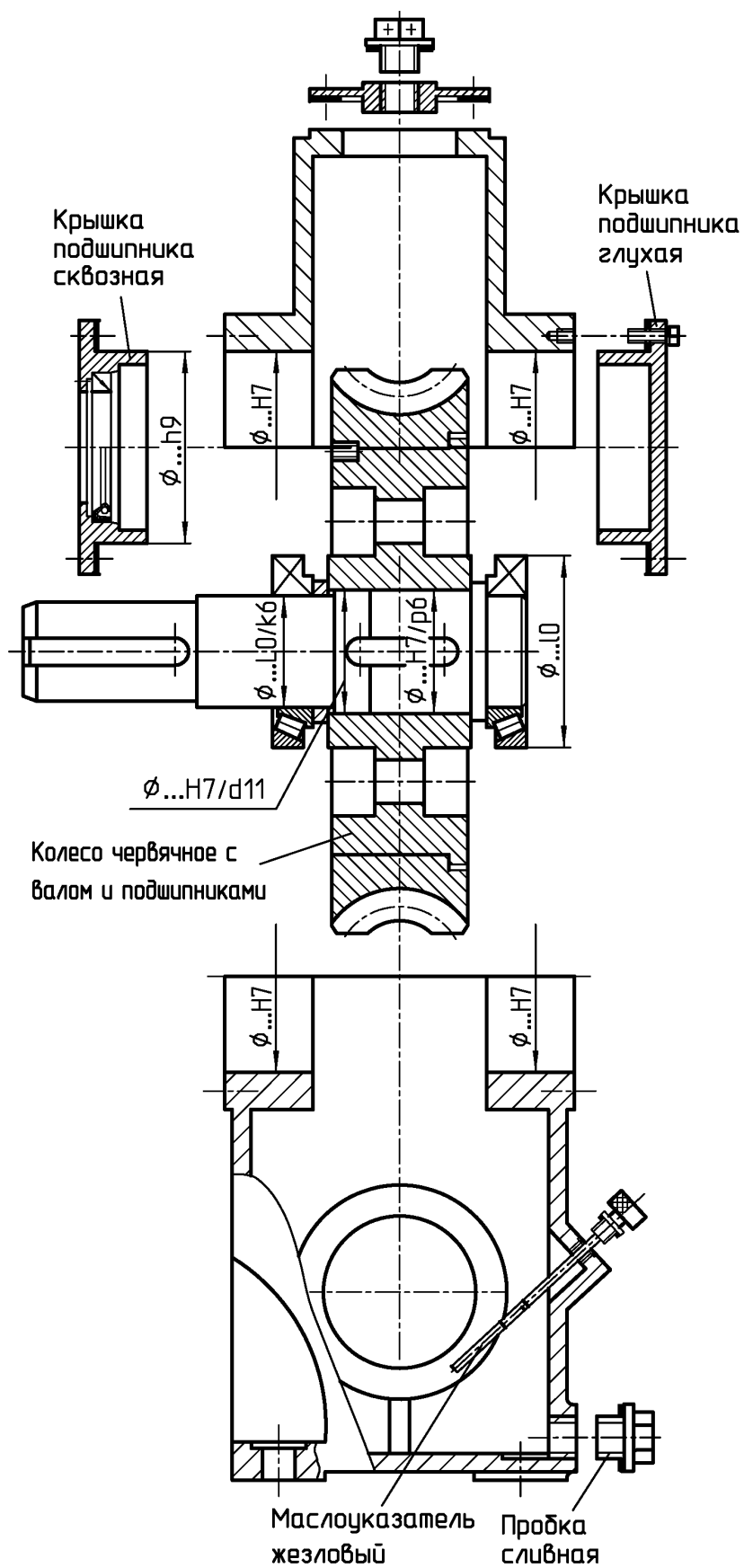


Рисунок 3 Продолжение

При средних габаритах редукторов ($a_w = 80 \dots 160$ мм) корпус выполняется, как правило, неразъемным с двумя окнами на боковых стенках, через которые вводят при сборке тихоходный вал с посаженными на него червячным колесом и подшипниками, причем для удобства сборки обеспечивается условие $D_1 > d_{am2}$ на $2 \dots 5$ мм, где D_1 – диаметр отверстий; d_{am2} – наибольший диаметр колеса.

Окна закрывают боковыми крышками, которые центрируют по посадке $H8/j_7$ и крепят к корпусу винтами диаметром $d = 8 \dots 10$ мм с шагом между ними $P = 10d$. Под головки винтов устанавливают пружинные шайбы.

Для обеспечения жесткости крышки выполняются высокими и снабжаются ребрами. Соединение крышек с корпусом уплотняется резиновыми кольцами [2].

При небольших габаритах редуктора ($a_w \leq 80$ мм) корпус выполняется неразъемным с проемом в его верхней части для ввода при сборке червячного колеса.

Конструкция червяков и червячных колес. В червячном зацеплении преобладает зона, неблагоприятная для гидродинамической смазки (скольжение происходит вдоль контактных линий). Кроме того, начальный контакт искажается в связи с деформацией тела червяка. Поэтому изготовление обоих звеньев червячной пары из твердых материалов по аналогии с зубчатыми колесами не дает положительных результатов, и одно из них (обычно колесо) выполняют из антифрикционного материала.

Червяки выполняют, как правило, заодно с валами из сталей, термически обрабатываемых до высокой твердости, затем они шлифуются и при использовании в редукторах с большими частотами вращения полируются для повышения стойкости червячной пары против заедания.

В целях экономии антифрикционных цветных металлов червячное колесо выполняют с бронзовым или латунным зубчатым венцом и стальным или чугунным центром.

Типовые конструкции валов-червяков и червячных колес приведены в работах [1, 2].

Описание конструкции редуктора. Подробно рассмотрим конструкцию редуктора, представленную на рисунке 4.

Вал-червяк 1 расположен под червячным колесом (бандажиро

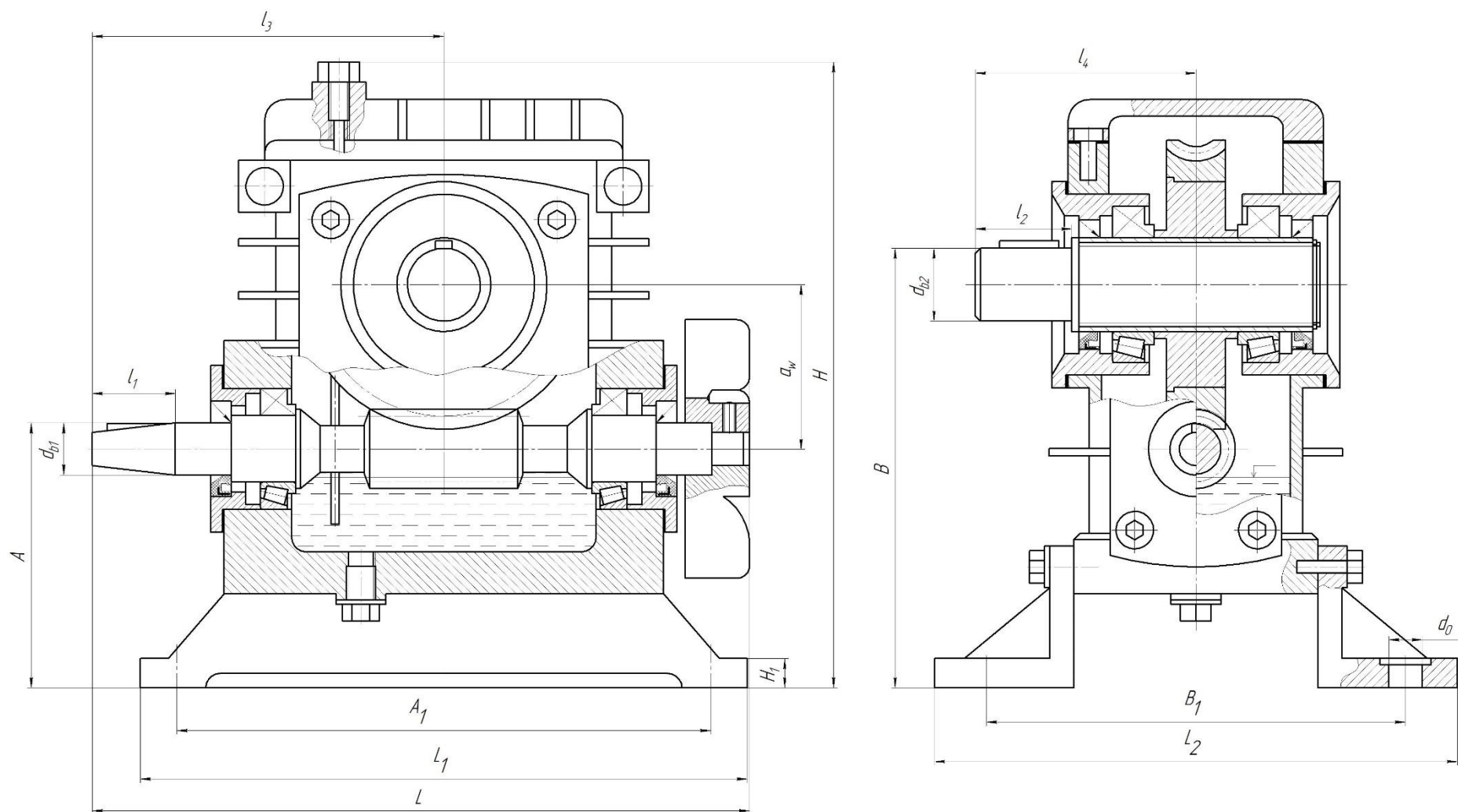


Рисунок 4 Конструкция червячного редуктора неразъемным корпусом

ванной конструкции), которое имеет бронзовый венец 10, посаженный на стальной центр 11 с натягом.

На втулку 12, внутри которой выполнено шлицевое отверстие, насаживаются с натягом червячное колесо и конические радиально-упорные подшипники 13. Втулка в сборе надевается на шлицевой вал 14 и фиксируется при помощи пружинного кольца 21. Внутренние кольца подшипников установлены на вал по посадке с натягом, а наружные – в крышках-стаканах 19 по переходной посадке. В крышки посажены манжеты 20, с помощью которых осуществляется контактное уплотнение подвижного соединения сквозные крышки подшипников – вал.

Вал-червяк расположен на конических роликоподшипниках 4 (с установкой "враспор"), которые закрыты крышками 2.

Червяк и червячное колесо находятся в литом корпусе 17, изготовленном из алюминиевого сплава. Для монтажа червячного колеса предусмотрен проем, закрываемый крышкой 15, которая крепится к корпусу при помощи винтов 24 с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ. Между корпусом и крышкой находится уплотнительная прокладка 16. На крышке закреплен жезловый маслоуказатель 5 для контроля уровня масляной ванны в редукторе. Корпус 17 при помощи винтов 23 закреплен на лапах 8. Для слива масла в днище корпуса предусмотрено отверстие, закрываемое запорной пробкой 9.

Между фланцами крышек 19 и 2 и корпусом 17 установлены наборы металлических прокладок 18 и 3, служащие для регулирования подшипников и червячного зацепления. Крепятся крышки 2 и 19 к корпусу 17 при помощи винтов 22 и 6 с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ.

Смазывание зацепления и подшипников. В редукторе применено картерное смазывание зацепления, осуществляемое окунанием червяка в масляную ванну, а подшипников – разбрызгиванием. Глубина погружения червяка в масло $h_M \geq 0,1d_{a1}$ (d_{a1} - диаметр вершин витков червяка) Охлаждение масла осуществлено за счет искусственного обдува корпуса с помощью вентилятора-крыльчатки 7, закрепленной на конце вала-червяка. Для увеличения площади теплообмена на корпусе редуктора предусмотрены охлаждающие ребра, расположенные горизонтально (вдоль направления потока воздуха от вентилятора 7).

4.4 Геометрические параметры червяка, червячного колеса и червячной передачи

Рассмотрим основные геометрические параметры деталей червячной передачи, используемые в работе.

Параметры червяка:

- делительной диаметр

$$d_1 = mq, \quad (1)$$

где m – осевой модуль (для колеса он является окружным); q – коэффициент диаметра (полноты) червяка. Стандартные значения m и q приведены в таблице А1;

- диаметр вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (2)$$

- диаметр впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad (3)$$

- угол подъема винтовой линии на делительном цилиндре

$$\gamma = \arctg (z_1 / q), \quad (4)$$

где z_1 – число заходов (винтовых линий) червяка (см. табл. А1).

Параметры колеса:

- делительной диаметр

$$d_2 = mz_2, \quad (5)$$

где z_2 – число зубьев;

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m; \quad (6)$$

- диаметр впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m. \quad (7)$$

Межосевое расстояние червячной передачи со смещением

$$a_w = 0,5m(z_2 + q_1), \quad (8)$$

где

$$q_1 = q + 2x, \quad (9)$$

x – коэффициент смещения червяка (и инструмента)

$$x = (a_{w0} / m) - 0,5(z_2 + q), \quad (10)$$

причем здесь a_{w0} – межосевое расстояние передачи без смещения (нулевое)

$$a_{w0} = 0,5(z_2 + q).$$

4.5 Кинематика червячной передачи

Для определения направления вращения колеса воспользуемся способом стрелок (рис. 5): траектория любой точки m винтовой линии проецируется в отрезок mm' прямой. Отсюда нетрудно видеть, что винтовая линия червяка перемещается справа налево и воздействует на зуб колеса

Передаточное отношение u_{12} равно передаточному числу u , т.е.

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 = u. \quad (11)$$

Отсюда

$$\omega_2 = \omega_1 / u. \quad (12)$$

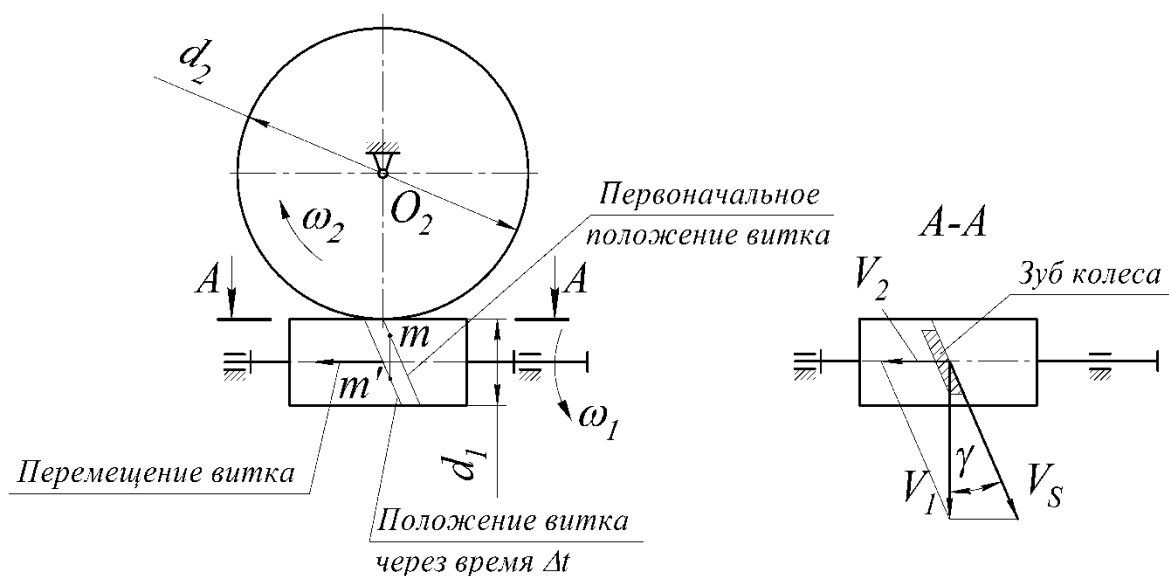


Рисунок 5 Кинематика червячной передачи с цилиндрическим червяком

Кроме того, на рисунке 5 показаны скорости: V_1 червяка и V_2 колеса, а также V_s – скорость скольжения витков червяка по зубьям червяка.

4.6 Силы, действующие в червячном зацеплении

Схема для определения этих сил показана на рисунке 6. Заметим, что на схеме червяк 1 и червячное колесо 2 условно раздвинуты.

Из условия равновесия червяка имеем

$$F_{t1} = 2T_1 / d_{w1}. \quad (13)$$

Из аналогичного условия для колеса

$$F_{t2} = 2T_2 / d_2. \quad (14)$$

В соответствии с третьим законом механики

$$|F_{a2}| = |F_{t1}| \quad \text{и} \quad |F_{a1}| = |F_{t2}|. \quad (15)$$

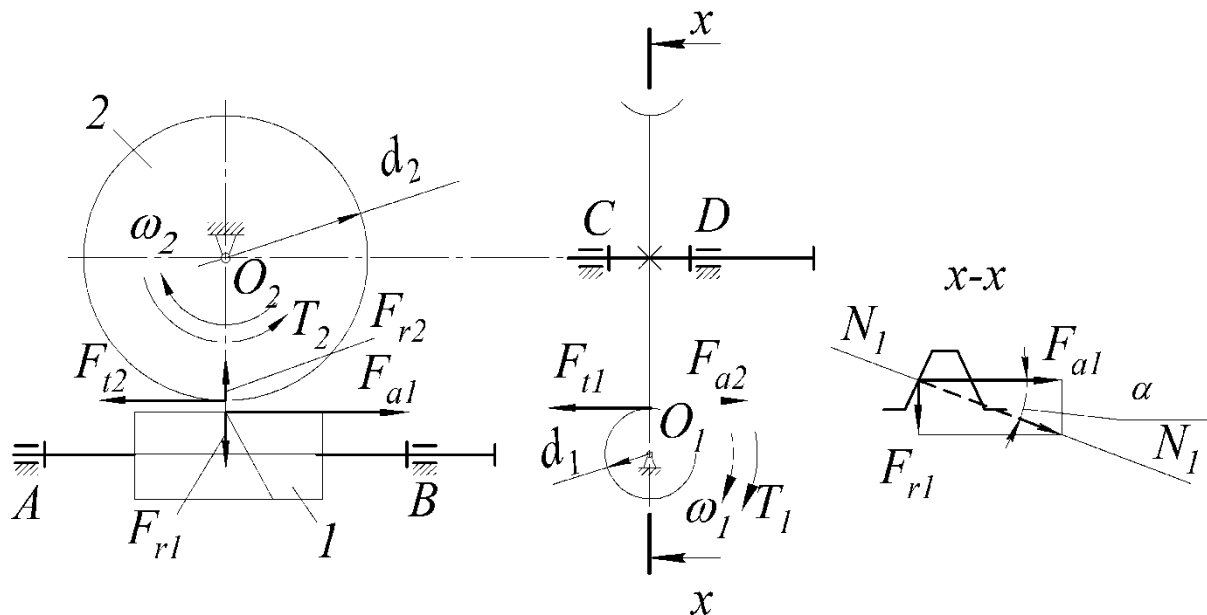


Рисунок 6 Схема сил, действующих в червячном зацеплении

Для определения радиальных сил воспользуемся осевым сечением $x-x$, в соответствии с которым имеем

$$F_{r1} = F_{a1} \tan \alpha, \quad (16)$$

где α – угол профиля витка червяка.

Очевидно, что

$$|F_{r2}| = |F_{r1}|. \quad (17)$$

5 Порядок выполнения работы

5.1 Замерить штангенциркулем с ножкой размеры A и B , а также обычным штангенциркулем диаметры валов $d_{в1}$ и $d_{в2}$ (см. рис. 4).

5.2 Отвернуть винты 6 на боковых крышках 19, снять крышки и удалить пружинное кольцо 21 из шлицевого вала 14 и вынуть его. Отвернуть винты 24 крепления крышки 15 и снять последнюю. Через образовавшийся проем вынуть червячное колесо 10 в сборе с втулкой 12 и подшипниками 13.

5.3 Отвернуть винты 22 на крышках 2, снять крышки и вынуть вал-червяк 1 в сборе с подшипниками 4.

5.4 Отвернуть маслоуказатель 5 и пробку 9.

В процессе разборки редуктора необходимо ознакомиться с конструкцией червяка и червячного колеса, выяснить назначение всех его деталей. На основании рисунка 2 определить вариант структурной схемы редуктора, вычертить кинематическую схему с указанием направления вращения червяка и колеса (см. рис. 5), а также схему сил, действующих в зацеплении (см. рис. 6). На схемах нанести диаметры делительных (или начальных) окружностей и межосевое расстояние a_w .

5.5 Определить параметры червячного зацепления

5.5.1 На основании результатов замеров по п.5.1 подсчитать межосевое расстояние

$$a_w = B - 0,5 d_{в2} - (A - 0,5 d_{в1}). \quad (18)$$

Полученное значение a_w необходимо округлить до ближайшего стандартного (см. табл. А1) (межосевое расстояние может быть и нестандартным).

5.5.2 Измерить:

- осевой шаг P_x , диаметр вершин витков d_{a1} и длину нарезанной части b_1 червяка;

- средний диаметр вершин d_{a2} , наибольший диаметр d_{am2} , ширину b_2 колеса.

5.5.3 Подсчитать число винтовых линий червяка z_1 и число зубьев колеса z_2 . По формуле (11) определить передаточное число.

5.5.4 Определить осевой модуль

$$m = P_x / \pi \quad (19)$$

и согласно формуле (1) коэффициент диаметра червяка:

$$q = d_1 / m, \quad (20)$$

причем делительный диаметр червяка

$$d_1 = d_{a1} - 2m. \quad (21)$$

Расчетные значения m и q округлить до ближайших стандартных (см.табл. А1).

5.5.5 Определить:

- диаметр впадин червяка – см. формулу (3);
- делительный диаметр червячного колеса – см. формулу (5);
- диаметр впадин червячного колеса – см. формулу (7).

5.5.6 Найти угол подъема винтовой линии витка на делительном цилиндре по формуле (4).

5.5.7 По формуле (10) определить коэффициент смещения червяка (и инструмента).

Результаты замеров и расчетов занести в таблицу А2.

6 Сборка редуктора

6.1 Установить в корпус 17 вал-червяк 1 в сборе с подшипниками 4 и надеть крышки 2 (см. рис. 4).

6.2 Прижимая крышки рукой и закрепив их двумя винтами 22 по диагонали, определить зазор δ между фланцами и корпусом 17.

6.3 Из набора подобрать кольцевые регулировочные прокладки 3 так, чтобы в сумме они составляли толщину $\delta_{\Sigma} = \delta + 0,1$ мм.

6.4 Разделить прокладки на две, приблизительно равные части δ_1 и δ_2 , и поставить под боковые крышки 2. При этом вал-червяк 1 не должен иметь осевого зазора («люфта» в подшипниках) и в то же время должен свободно проворачиваться рукой. В противном случае следует уменьшить или увеличить δ_1 и δ_2 .

6.5 Установить на шлицевой вал 14 втулку 12 с подшипниками 13 и червячным колесом 10 через проем в корпусе 17. Зафиксировать втулку при помощи пружинного кольца 21.

6.6 Установить в корпус 17 крышки-стакана 19 и закрепить их двумя винтами 6 по диагонали. Определить зазор между крышками

19 и корпусом 17. Порядок регулирования подшипников 13 при помощи металлических прокладок 18 тот же, что и подшипников вала червяка 1.

6.7 Установить на место маслоуказатель 5 и пробку 19.

7 Оценка нагрузочной способности и КПД редуктора

7.1 Номинальный вращающий момент на валу колеса из условия обеспечения сопротивления контактной усталости (или стойкости против заедания):

$$T_2 = (a_w^3 [\sigma_H]^2) / 610^3, \quad (22)$$

где a_w – межосевое расстояние, мм; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для рабочих поверхностей зубьев, МПа (табл. А3); T_2 , Н·м.

Мощность на тихоходном валу

$$P_2 = 10^{-6} T_2 \omega_2, \quad (23)$$

$$\omega_2 = \omega_1 / u,$$

где ω_2 – угловая скорость вала колеса.

Результаты расчетов по формулам (21) и (22) внести в таблицу А2.

9.2. КПД в червячном зацеплении

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (24)$$

где ρ' – приведенный угол трения (табл. А4) в зависимости от скорости скольжения, оцениваемой по приближенной зависимости

$$V_s \approx 5 \cdot 10^{-4} \omega_1 d_1, \quad (25)$$

где d_1 , мм; V_s , м·с⁻¹.

8 Выводы

Необходимо сделать выводы, анализируя величины u и η .

9 Отчет по лабораторной работе

Данный отчет следует представить по форме, указанной в приложении Б.

Контрольные вопросы

1. Назначение червячного редуктора.
2. Назначение корпуса, валов, подшипников, прокладок и других деталей редуктора.
3. Из каких материалов изготавливают червяки и детали червячных колес?
4. Как определяется число заходов червяка?
5. Как производится регулировка подшипников?
6. От чего зависит направление вращения колеса?
7. Каков способ смазывания зацепления и подшипников?
8. Преимущества и недостатки червячной передачи по сравнению с зубчатой.
9. Назначение уплотняющих устройств.
10. Назовите места потери мощности в червячном редукторе.
11. Какие силы возникают в червячном зацеплении? Объясните их направление.
12. Какой из подшипников воспринимает осевую силу?
13. Какие деформации испытывают валы в указанных преподавателем сечениях?

Библиографический список

1. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 2. Типовые изделия машиностроения: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. - М.: Высш. шк., 2006.
2. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 4. Редукторы и мотор-редукторы: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. - М.: Высш. шк., 2006.
3. Решетов, Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. Изд. 4-е. - М.: Машиностроение, 1989.

Приложение А

Таблица А1. Передачи червячные цилиндрические.
Основные параметры по ГОСТ 2144

Модуль	m , мм	2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3
Коэффициент диаметра червяка	q	7,1; 8; 10; 12,5; 16; 20
Число заходов червяка	z_1	1; 2; 4
Межосевое расстояние	a_w , мм	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250 140*; 180*; 225*;

* Из второго ряда, нормируемого стандартом

Таблица А2. Характеристика зацепления

Определяемые параметры			Способ получения
Наименование	Обозначение	Значение	
Межосевое расстояние	a_w , мм		Измерено
Осевой расчетный шаг червяка	P_x , мм		
Диаметр вершин червяка	d_{a1} , мм		
Длина нарезной части червяка	b_1 , мм		
Диаметр вершин в среднем сечении колеса	d_{a2} , мм		
Наибольший диаметр колеса	d_{am2} , мм		
Ширина колеса	b_2 , мм		
Число заходов червяка	z_1		
Число зубьев колеса	z_2		
Передаточное число	u		
Осевой модуль червяка	m , мм		

Окончание табл. А2.

Определяемые параметры			Способ получения
Наименование	Обозначение	Значение	
Делительный диаметр червяка	d_1 , мм		Вычислено
Коэффициент диаметра червяка (см. табл. А1)	q		
Диаметр впадин червяка	d_{f1}		
Делительный диаметр червячного колеса	d_2 , мм		
Диаметр впадин червячного колеса	d_{f2} , мм		
Угол подъема винтовой линии червяка	γ , град		
Направление винтовой линии	—		
Коэффициент смещения инструмента	x		
Вращающий момент на валу колеса при угловой скорости вала-червяка: $\omega_1=100$ рад/с; $\omega_2=150$ рад/с	T_2 , Н·м		
Мощность, кВт, на валу колеса при угловой скорости вала-червяка: $\omega_1=100$ рад/с; $\omega_2=150$ рад/с	P_2		
КПД, %, в червячном зацеплении: $\omega_1=100$ рад/с; $\omega_2=150$ рад/с	η		

Таблица А3. Значение $[\sigma_H]$, МПа, для безоловянных бронз

Материал		Скорость скольжения V_s , м·с ⁻¹						
червячного колеса	червяка	0,5	1	2	3	4	6	8
БрА9ЖЗЛ	Закаленная сталь	220	215	210	205	200	190	180

Таблица А4. Зависимость приведенного угла трения ρ' от V_s

V_s , м·с ⁻¹	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0
ρ' , град.	3°40'	2°50'	2°50'	2°30'/'	2°20'	2°	1°40'	1°30'

Приложение Б**Отчет о лабораторной работе № 2**

Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора

1. Цель работы

2. Схема редуктора

3. Характеристика зацепления (см. табл. А2)

4. Кинематика червячной передачи (см. рис. 5)

5. Силы, действующие в червячном зацеплении (см. рис. 6)

Выводы

Работу выполнил _____
(подпись студента)

Работу принял _____
(подпись преподавателя)

« ____ » _____ 200_ г.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

« 5 » 05

2025 г.



ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение,
23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и
комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические
средства, 20.03.01 Техносферная безопасность

Курс 2025

УДК 621.8

Составитель: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *В.В. Пономарев*

Изучение конструкции подшипников качения: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин. Курск, 2025. 8 с.: ил. 3, прилож. 1, Библиогр.: с. 7.

Содержат основные сведения о подшипниках качения. Указывается порядок выполнения лабораторной работы, правила оформления отчета и его защиты.

Предназначены для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать *5.05.25*. Формат 60х84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,47. Уч. - изд. л. 0,4. Тираж 30 экз. Заказ *639*. Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы

Ознакомиться с конструкцией подшипников качения, их геометрическими параметрами, научиться устанавливать условное обозначение и технические характеристики предложенных подшипников и определять область их применения.

1 Правила техники безопасности

Не выполняйте работу, не ознакомившись с методикой ее проведения и следующими правилами техники безопасности:

1.1. Прежде чем начать какое-либо действие, убедитесь, что оно не причинит вреда окружающим.

1.2. Подшипники качения со связки (пирамиды) не снимать, а саму связку следует положить на стол таким образом, чтобы она не могла упасть от случайного толчка.

2 Подготовка к выполнению работы

Перед выполнением лабораторной работы студент должен ознакомиться с содержанием настоящих методических указаний, изучить по рекомендуемой литературе [1, 2] раздел курса, касающийся подшипников качения, с учетом контрольных вопросов, приведенных в данной работе, и подготовить бланк отчета в соответствии с приложением.

3 Объект изучения, инструмент

Объектом исследования являются подшипники различных типоразмеров (не менее семи, три из которых имеют одинаковый внутренний диаметр).

Измерительный инструмент - штангенциркуль.

4 Конструкция подшипников качения и их геометрические параметры

Конструкция подшипников качения показана на рисунке 1.

Основные размеры подшипника $d \times D \times B$, где d и D – внутренний и наружный диаметры; B – ширина. Кроме того, важно знать радиус r фасок колец.

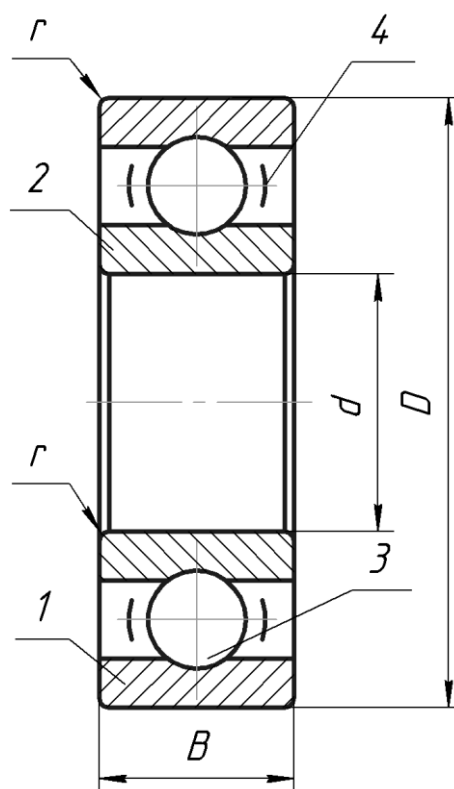


Рисунок 1 Конструкция подшипников качения:
1 и 2 – наружное и внутреннее кольца;
3 – тело качения (шарик); 4 – сепаратор

5 Система условных обозначений подшипников качения

Структура условных обозначений подшипников качения показана на рисунках 2, 3.

Дополнительные знаки условного обозначения											
категория				Серия ширин							
	момент трения			Конструктивная разновидность							
		радиальный зазор		Тип подшипника							
			точность	Серия диаметров							
				Внутренний диаметр							
X	X	X	X	-	X	X	X	X	X	X	X
Основное условное обозначение											
											конструкция
											материал
											температура
											смазка
											вибрация
											X...

Рисунок 2 Структура полного условного обозначения подшипников качения

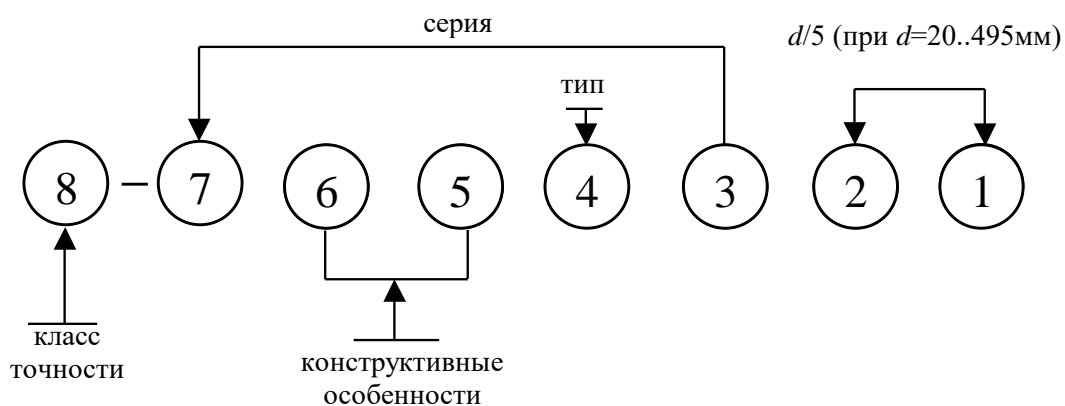


Рисунок 3 Основное условное обозначение подшипников качения

Серии подшипников: 1 – особо легкая (основная); 2 – легкая; 3 – средняя; 4 – тяжелая; 5 – легкая широкая; 6 – средняя широкая и т.д.

Типы подшипников: 0* – радиальный шариковый однорядный; 1 – радиальный шариковый двухрядный сферический; 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 – радиальный роликовый двухрядный сферический; 4 – роликовый с длинными цилиндрическими роликами-иглами; 5 – роликовый с витыми роликами; 6 – радиально-упорный шариковый, 7 – роликовый конический; 8 – упорный шариковый; 9 – упорный роликовый.

К конструктивным особенностям подшипников относим, например, угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроенных уплотнений.

В соответствии с ГОСТ 520 - 2011 зависимости от допустимых предельных отклонений размеров и допусков формы, взаимного положения поверхностей подшипников, точности вращения установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности: - нормальный, 6, 5, 4, Т, 2 - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников; - 0, нормальный, 6Х, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников; - нормальный, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников. Нормальный (а до 2011 года 0) класс в обозначении не указывают, поскольку он является основным и принят к выпуску для всех типов подшипников качения.

Пример обозначения роликового конического подшипника

средней серии с внутренним диаметром 60 мм (12×5) 6-го класса точности: 6-7312

Условное обозначение подшипника наносят (подшипники маркируют)** на торцовую или другие нерабочие поверхности подшипника.

6 Техническая характеристика подшипников качения и область их применения

Основными параметрами, характеризующими любой подшипник, являются следующие:

- размеры $d \times D \times B$ (или высота H) и r ;
- масса;
- статическая C_o и динамическая C грузоподъемность, кН;
- предельная частота вращения n_{lim} , мин⁻¹;
- параметр $\Pi = d_m n$ (d_m – диаметр окружности расположения центров тел качения, мм; n – частота вращения кольца подшипника, мин⁻¹) и др.

Параметры n_{lim} и Π являются характеристиками быстроходности подшипников.

Область применения подшипников основных типов указана в работах [1, 2].

*Нули, стоящие перед последней значащей цифрой, отбрасывают с целью сокращения обозначения для часто употребляемых подшипников.

**На некоторых изучаемых подшипниках, маркировка удалена.

7 Порядок выполнения работы

7.1 Произвести обмер всех подшипников данной связки, определив их основные размеры.

7.2 Руководствуясь результатами по пункту 7.1 и паспортными данными работы [1], установить условное обозначение подшипников, приняв классы точности 0 и 6 для шариковых и роликовых подшипников.

7.3 В соответствии с [1] определить статическую и динамическую грузоподъемность и быстроходность подшипников.

7.4 Полученные результаты внести в отчет.

8 Выводы

Необходимо сделать выводы, сравнивая динамическую и статическую грузоподъемность предложенных типов подшипников (при равном внутреннем диаметре) и параметры их быстроходности.

9 Отчет по лабораторной работе

Данный отчет следует представить по форме, указанной в приложении.

10 Контрольные вопросы

1. Назовите основные детали подшипника качения.
2. Каково назначение сепаратора?
3. Объясните, как и почему влияет серия подшипника на его грузоподъемность.
4. Расшифруйте условное обозначение подшипника, предложенное преподавателем (состоящее из трех-четырех цифр).
5. Что такое динамическая грузоподъемность подшипника (радиального, радиально-упорного и упорного)?
6. Что такое статическая грузоподъемность подшипника?
7. Назовите параметры быстроходности подшипника качения.
8. Какие из подшипников (шариковые или роликовые) требуют более жестких валов и почему?
9. Какие силы воспринимает радиальный шарикоподшипник?
10. Какова область применения сферических подшипников?

Библиографический список

1. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 2. Типовые изделия машиностроения: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. 4-е издание, исправл. – М.: Высш. шк., 2006.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. Изд. 4-е. - М.: Машиностроение, 1989.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ОТЧЕТ по лабораторной работе №5 «Изучение конструкции подшипников качения»

Таблица

Эскиз подшипника	Условное обозначение и его расшифровка	Краткая техническая характеристика и область применения
1		(тип)
2		(тип)
3		(тип)
4		(тип)
5		(тип)
6		(тип)
7		(тип)

Работу выполнил _____
(подпись студента)

Работу принял _____
(подпись преподавателя)

« ____ » _____ 20__ г.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

« 5 » 05

2025 г.



ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ТИПОВЫХ ОПОР

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение,
23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и
комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические
средства, 20.03.01 Техносферная безопасность

Курск 2025

УДК 621.8

Составитель: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *В.В. Пономарев*

Изучение конструкций типовых опор методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин. Курск, 2025. 15 с.: ил. 10, прилож. 2, Библиогр.: с. 13.

Содержат основные сведения о типовых опорах. Указывается порядок выполнения лабораторной работы, правила оформления отчетов и их защиты.

Предназначены для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать *5.05.25*. Формат 60х84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,87. Уч. - изд. л. 0,79. Тираж 30 экз. Заказ *640*. Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы

Ознакомиться с конструкцией деталей, служащих для крепления подшипников качения на валу и в корпусе, видами опор и способами установки подшипников, способами регулирования зазоров в подшипниках, способами смазывания подшипников, конструкцией и принципами действия уплотняющих устройств. Эти вопросы рассматриваются на примере зубчатых (цилиндрических и конических) и червячных редукторов.

1 Правила техники безопасности

Не выполняйте работу, не ознакомившись с методикой ее проведения и следующими правилами техники безопасности:

1.1. При разборке и сборке редукторов запрещается работать неисправными ключами и применять ключи несоответствующего размера (с использованием пластин, шайб и т.п.).

1.2. Прежде чем начать какое-либо действие, убедитесь, что оно не причинит вреда окружающим.

1.3. Снятые детали и сборочные единицы редуктора следует положить на стол или подставку таким образом, чтобы они не могли упасть от случайного толчка.

2 Подготовка к выполнению работы

Перед выполнением лабораторной работы студент должен ознакомиться с содержанием настоящих методических указаний, изучить по рекомендуемой литературе [1, 2, 5] разделы курса, касающиеся опор с подшипниками качения, с учетом контрольных вопросов, приведенных в данной работе, и в тетради для лабораторных работ подготовить бланк отчета в соответствии с приложением.

3 Установки, инструмент

Установки представляют собой зубчатые (цилиндрический и конический) и червячный редукторы. Для их разборки и сборки применяются ключи разных размеров.

Измерительный инструмент: штангенциркуль, линейка.

4 Конструкция опор валов редукторов

Изучая конструкцию опор валов редукторов по чертежам и на натуральных изделиях, студент должен ответить на вопросы, составляющие цель настоящей работы. Ниже кратко изложены положения, касающиеся содержания этих вопросов.

4.1 Виды опор валов

Следует различать фиксирующие (от осевого перемещения) (рис. 1) и плавающие (рис. 2) опоры. *Фиксирующие* опоры ограничивают перемещение вала в одном или обоих направлениях и воспринимают радиальную и осевую нагрузки. *Плавающие* опоры допускают осевое перемещение вала от температурных деформаций в любом направлении и воспринимают только радиальные нагрузки. Если в зацеплении действуют радиальная и осевая силы, то в качестве плавающей выбирают более нагруженную опору; если в зацеплении действует только радиальная сила, то плавающая – менее нагруженная опора.

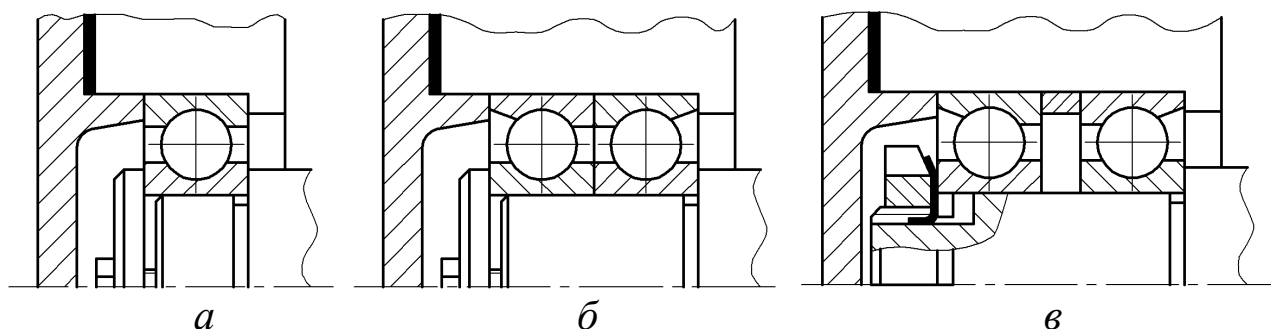


Рисунок 1 Фиксирующие опоры:

а – с одним радиальным подшипником; *б, в* – с двумя радиально-упорными подшипниками

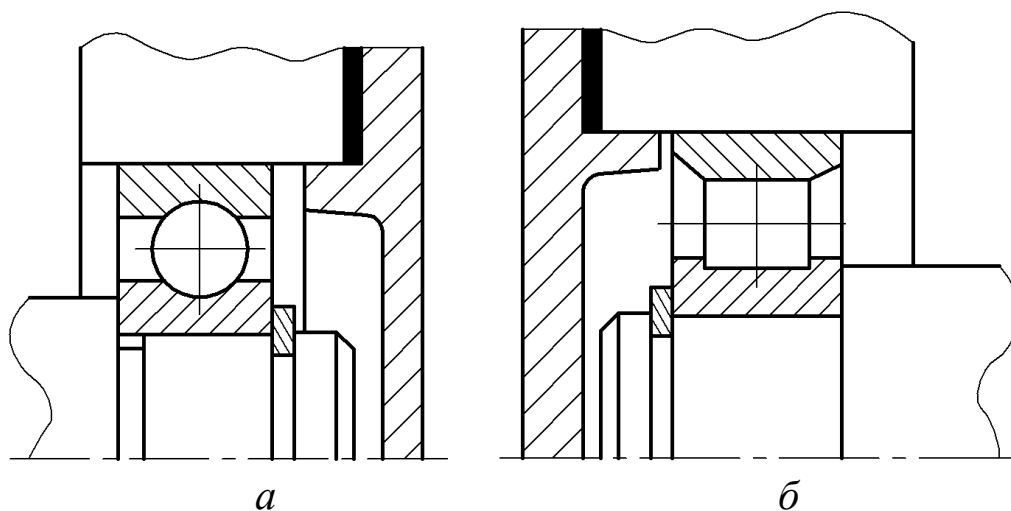


Рисунок 2 Плавающие опоры:
а – с радиальным шарикоподшипником;
б – с радиальным роликоподшипником

4.2 Способы установки подшипников качения

Схема 1. Осевое фиксирование вала в одной опоре одним подшипником (рис. 3).

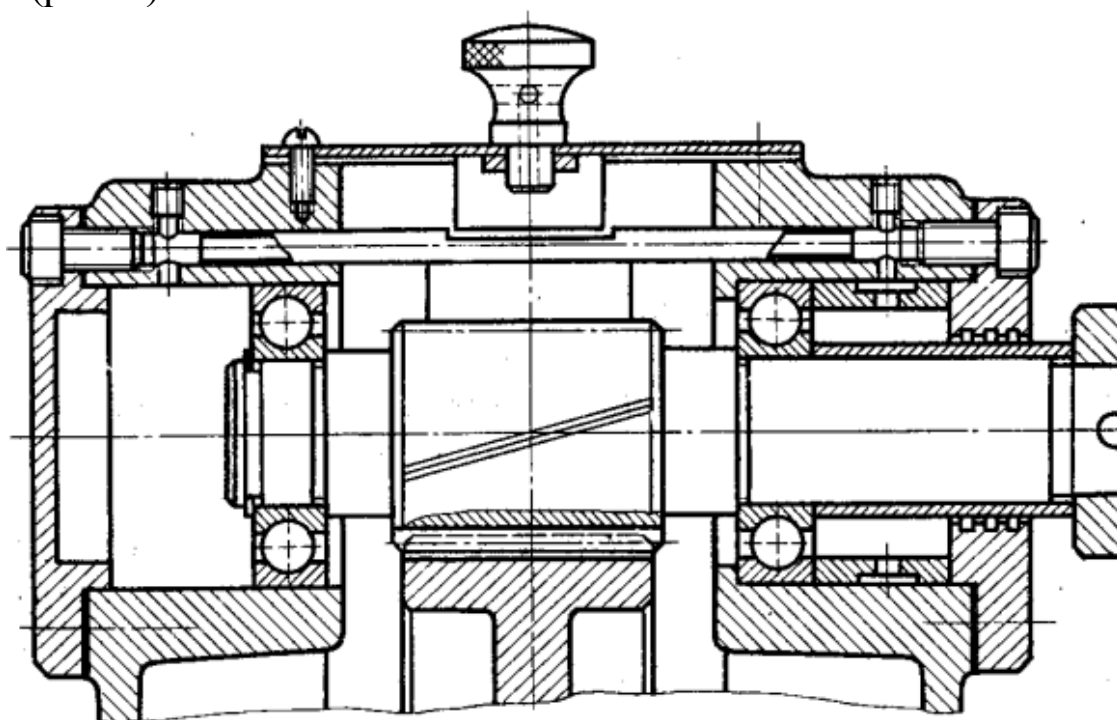


Рисунок 3 Реализация схемы 1: правая опора – фиксирующая, левая – плавающая

В плавающей опоре внутреннее кольцо подшипника с обоих торцев закреплено на валу, наружное кольцо не закреплено и допускает перемещение в любом направлении. В фиксирующей опоре и внутреннее

и наружные кольца закреплены по торцам с двух сторон и ограничивают перемещение вала в обоих направлениях.

Для схемы применяются радиальные однорядные и двухрядные сферические шариковые и роликовые подшипники. Возможно использование разных типов подшипников в плавающей и фиксирующей опорах.

Преимущества: температурные удлинения вала не вызывают защемления тел качения в подшипниках; не требуется точного расположения посадочных мест подшипников по длине вала.

Недостатки: малая жесткость опор и связанное с этим увеличение прогибов валов и деформация сидящих на них деталей; относительная сложность конструкции фиксирующей опоры из-за необходимости крепления подшипника на валу и в корпусе.

Применяется при любых расстояниях между опорами, значительных температурных деформациях и невысоких требованиях к жесткости опор и вала.

Схема 2. Осевое фиксирование вала в одной опоре двумя подшипниками (рис. 4).

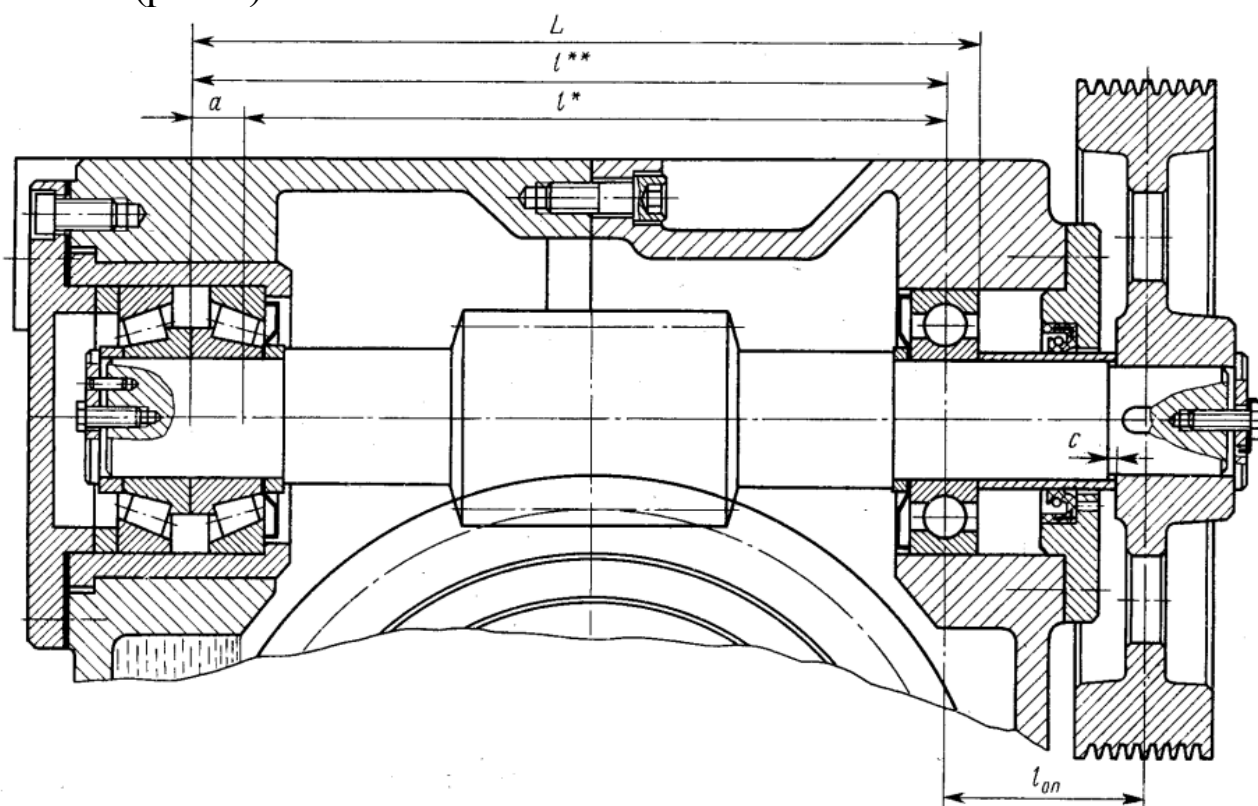


Рисунок 4 Реализация схемы 2: правая опора – плавающая, левая – фиксирующая

Закрепление внутренних и наружных колец такое же как в схеме 1.

В плавающей опоре применяются радиальные однорядные и двухрядные сферические шариковые и роликовые подшипники. В фиксирующей опоре – сдвоенные однорядные радиальные или радиально-упорные. Любой из подшипников плавающей опоры совместим с любым типом подшипников фиксирующей опоры. Подшипники фиксирующей опоры в большинстве случаев устанавливаются в стаканы.

Преимущества и недостатки такие же, как у схемы 1, но при этом схема 2 характеризуется большей жесткостью фиксирующей опоры.

Применяется при любых расстояниях между опорами, значительных температурных деформациях и высоких требованиях к жесткости опор и вала.

Схема 3 *Осевое фиксирование вала в двух опорах «враспор»* (рис. 5).

Обе опоры конструируют одинаково, при этом каждый подшипник ограничивает осевое перемещение вала в одном направлении. Внутренние кольца подшипников закрепляют на валу упором в буртики ступеней вала или в торцы других деталей. Наружные кольца закреплены от осевого смещения упором в торцы крышек или других деталей. Радиально-упорные подшипники располагаются широкими торцами наружных колец наружу.

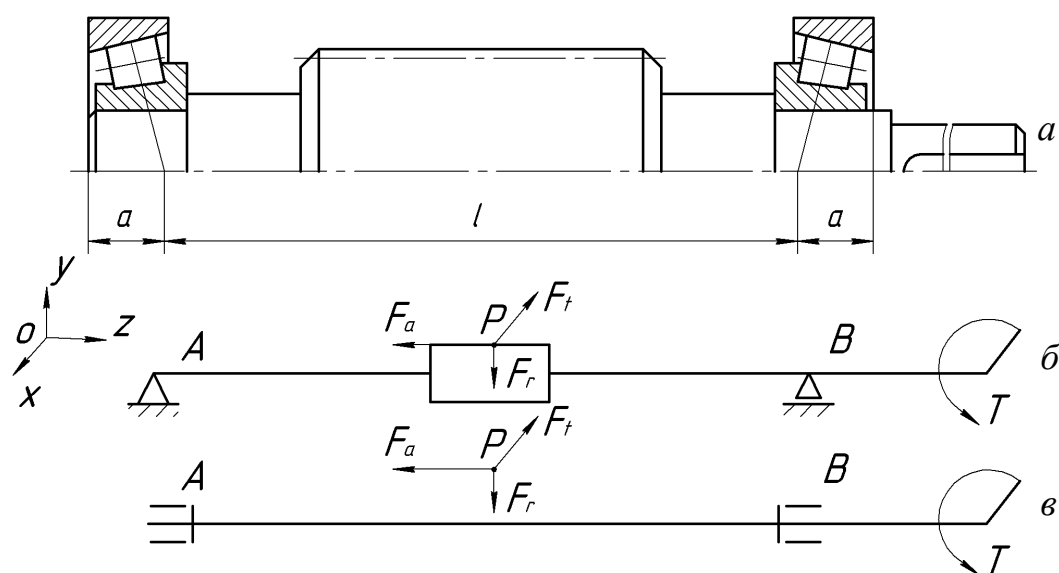


Рисунок 5 Установка подшипников «враспор»:
 a – конструкция опор; $б, в$ – расчетные модели вала

Для схемы применяются радиальные шариковые однорядные и радиально-упорные шариковые и роликовые конические подшипники. Если в опорах применены радиальные подшипники, то для компенсации тепловых деформаций между крышкой подшипника и торцом наружного кольца в одной из опор устанавливают зазор $a = 0,2 \dots 0,5$ мм. При установке радиально-упорных подшипников предусмотрена регулировка зазоров в подшипниках.

Преимущества: возможность регулировки подшипников; простота конструкции опор.

Недостатки: вероятность зацемявления тел качения в опорах вследствие температурных деформаций; более жесткие допуски на осевые размеры вала и корпуса.

Применяется при небольших расстояниях между опорами $l \leq (6 \dots 8) d$. Меньшие значения относятся к роликовым коническим, большие – к шариковым радиально-упорным подшипникам. Для радиальных подшипников $l \geq 10 d$.

Схема 4 Осевое фиксирование вала в двух опорах «врастяжку» (рис. 6).

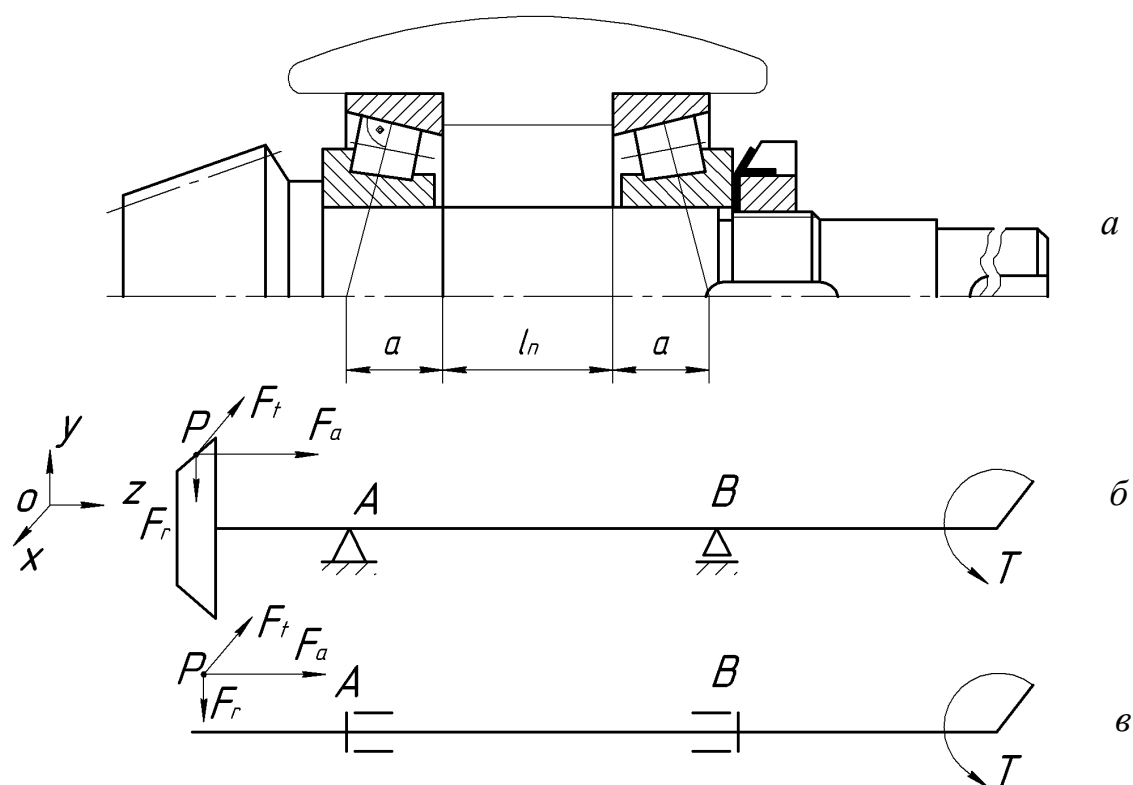


Рисунок 6 Установка подшипников «врастяжку»:

a – конструкция опор; $b, в$ – расчетные модели вала

Для схемы применяются радиально-упорные шариковые и роликовые конические подшипники.

Обе опоры конструируют одинаково, при этом каждый подшипник ограничивает осевое перемещение вала в одном направлении. Внутреннее кольцо одного подшипника упирают в регулировочную гайку, внутреннее кольцо другого упирают в буртик ступени вала или торец другой детали. Наружные кольца закреплены от осевого смещения упором в торцы отверстия корпуса или стакана. Возможно применение подшипников с буртиками наружных колец. Радиально-упорные подшипники располагаются широкими торцами наружных колец внутрь.

Преимущества: возможность регулировки подшипников; малая вероятность защемления тел качения в опорах вследствие температурных деформаций.

Недостатки: высокие требования к точности, сложная конструкция опор.

Применяется при небольших расстояниях между опорами $l \leq (8 \dots 10) d$. Меньшие значения относятся к роликовым коническим, большие – к шариковым радиально-упорным подшипникам. Для радиальных подшипников $l \geq 10 d$.

4.3 Осевые крепления подшипников

Наиболее распространенные способы осевых креплений внутренних и наружных колец на валу и в корпусе, а также краткая характеристика этих способов рассмотрены в работе [1]. Некоторые из них показаны на рисунках 7 и 8.

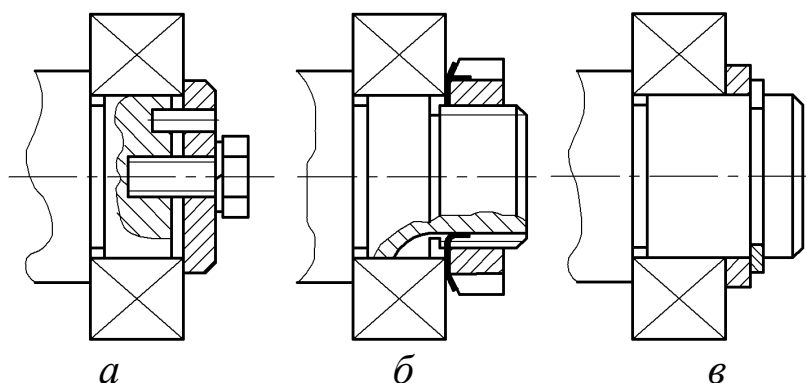


Рисунок 7 Крепление внутренних колец на валу:

a – плоской торцевой шайбой; *б* – гайкой и стопорной шайбой;
в – пружинным упорным кольцом

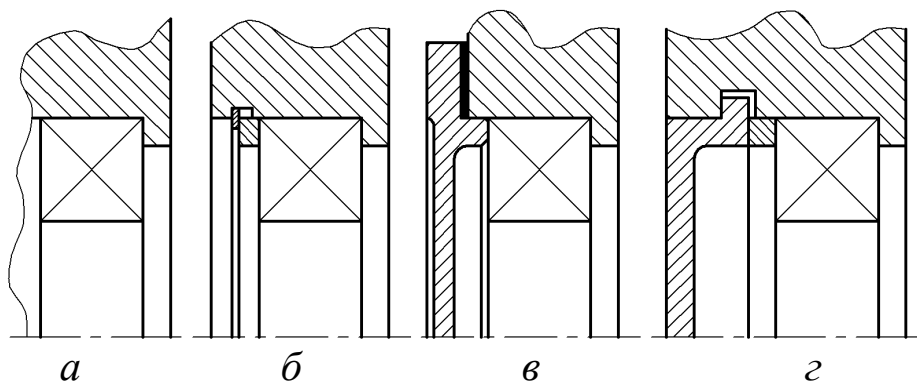


Рисунок 8 Крепление наружных колец в корпусе:

а – заплечиком в корпусе; *б* – разрезным, упорным пружинным кольцом;
в – привертной крышкой; *г* – врезной крышкой

4.4 Способы регулирования зазоров в подшипниках

Необходимый осевой зазор в подшипниках обеспечивают с помощью:

- набора тонких металлических прокладок 3, устанавливаемых между корпусом 1 и привертными (фланцевыми) крышками 2 (рис. 9, *а*);
- компенсаторного кольца 4, устанавливаемого между торцами закладной крышки и наружного кольца подшипника (рис. 9, *б*);
- резьбовых деталей 5 (рис. 9, *в*).

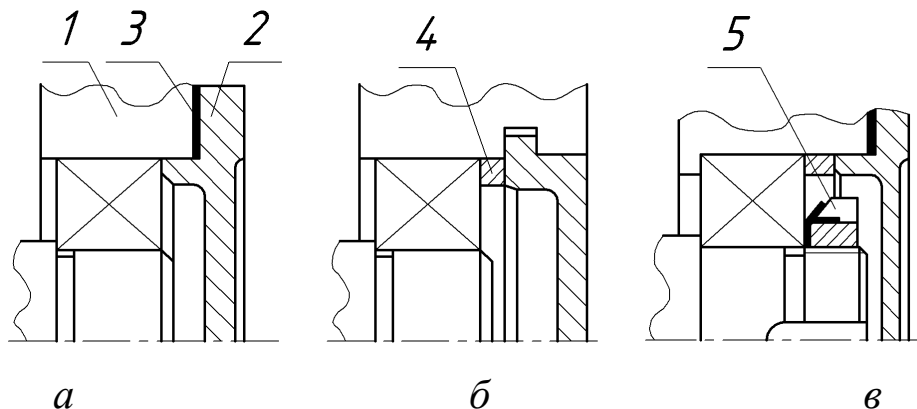


Рисунок 9 Регулирование осевого зазора в подшипниках:

а - *в* – варианты

4.5. Смазывание подшипников качения

Необходимо знать, для чего применяется смазывание подшипников качения, какие смазочные материалы используют и какие способы смазывания жидкими маслами и при каких условиях работы приме-

няют для подшипников качения. Основные сведения по этим вопросам приведены в работах [1-3].

4.6. Уплотнения подшипниковых узлов

Изучая имеющуюся литературу по данному вопросу [1,2,3,4], следует уяснить, каково назначение уплотняющих устройств, их конструкцию, принцип действия и область применения. Некоторые типы уплотнений подшипниковых узлов изображены на рисунке 10.

Подшипники, находящиеся вблизи шестерни, следует защитить маслоотражательными шайбами 1 (см. рис. 10, *a*) от чрезмерного залива маслом, выдавливаемым вместе с продуктами износа из зубчатого зацепления.

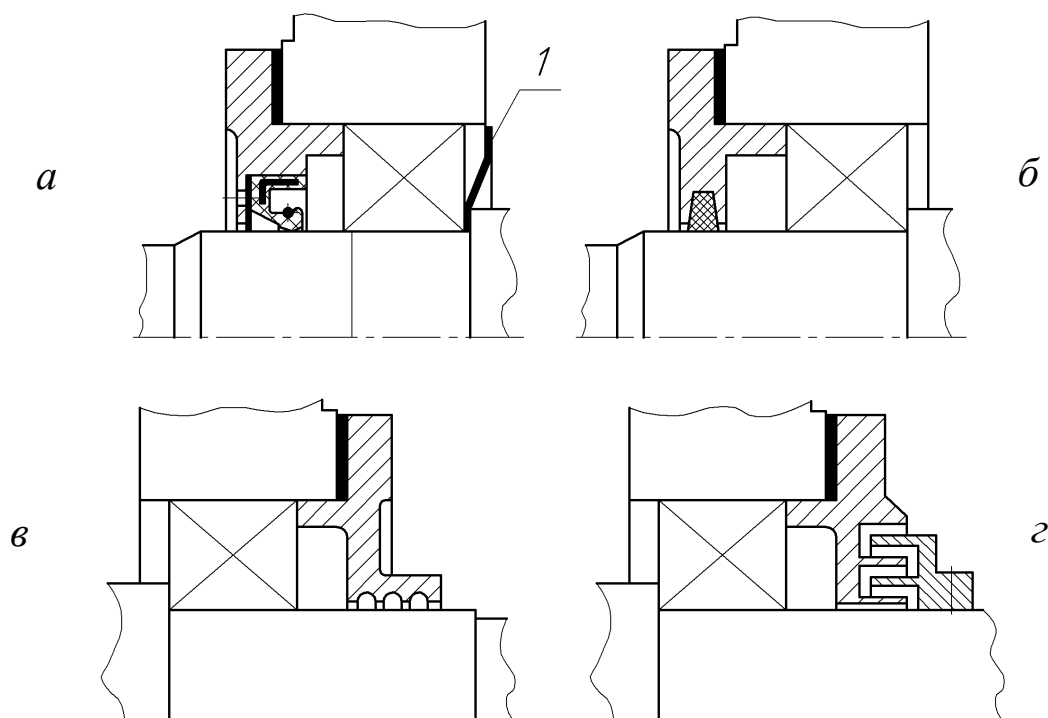


Рисунок 10 Основные типы уплотнений:

a – манжетное; *б* – сальниковое; *в* – щелевое; *г* – лабиринтное

5. Порядок выполнения работы

5.1. Разобрать редуктор.

5.2. Изучить конструкцию опор одного из валов (по выбору студента) зубчатого цилиндрического редуктора, ведущего вала зубчатого конического редуктора и обоих валов червячного редуктора.

5.3. Руководствуясь этими данными, выбрать опоры валов, соответствующие эскизам, которые приведены в бланке отчета (см. приложение).

5.4. Нанести позиции деталей и дать их наименование.

5.5. Указать тип опор и способ установки подшипников.

5.6. Указать тип уплотняющих устройств.

5.7. Составить расчетные схемы для двух валов с нанесением необходимых размеров (по указанию преподавателя).

6. Выводы

В выводах необходимо указать, какие вопросы, касающиеся конструкции подшипниковых узлов, изучены при подготовке к работе и в процессе её выполнения.

7. Отчет о лабораторной работе

Для отчета используются специальные бланки, выдаваемые студентам. Форма этих бланков представлена в приложении.

8. Контрольные вопросы

1. Какие типы опор видов могут использоваться в редукторах и с какой целью?

2. В каких случаях выполняют опоры плавающими? Приведите примеры, используя имеющиеся эскизы.

3. Какие способы осевых креплений внутренних и наружных колец подшипников на валу и в корпусе находят наибольшее распространение в редукторостроении? Приведите соответствующие примеры.

4. Назовите основные способы установки подшипников качения. В чем их достоинства и недостатки?

5. Каково назначение регулирования зазоров в подшипниках? Перечислите основные способы регулирования зазоров в подшипниках. Приведите примеры.

6. Каково назначение смазывания подшипников качения? Какие смазочные материалы применяются и в каких случаях? Перечислите способы смазывания жидкими маслами. Какие способы использованы в изучаемых редукторах?

7. Каково назначение уплотняющих устройств? Назовите основ-

ные группы уплотняющих устройств (в зависимости от принципа действия). Приведите примеры двух различных уплотняющих устройств, объясните их принцип действия и область применения.

Библиографический список

1. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 2. Типовые изделия машиностроения: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. - М.: Высш. шк., 2006.

2. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 4. Редукторы и мотор-редукторы: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. - М.: Высш. шк., 2006.

3. Изучение конструкции и определение параметров зубчатого цилиндрического редуктора типа Ц2: Методические указания к лабораторной работе №1 по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» / Курск. гос. техн. ун-т; Сост.: П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, Е.В. Павлов [и др.]. Курск, 2006. 20 с.

4. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора: Методические указания к лабораторной работе №2 по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» / Курск. гос. техн. ун-т; Сост.: П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, Е.В. Павлов [и др.]. Курск, 2006. 16 с.

5. Решетов, Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. Изд. 4-е. - М.: Машиностроение, 1989.

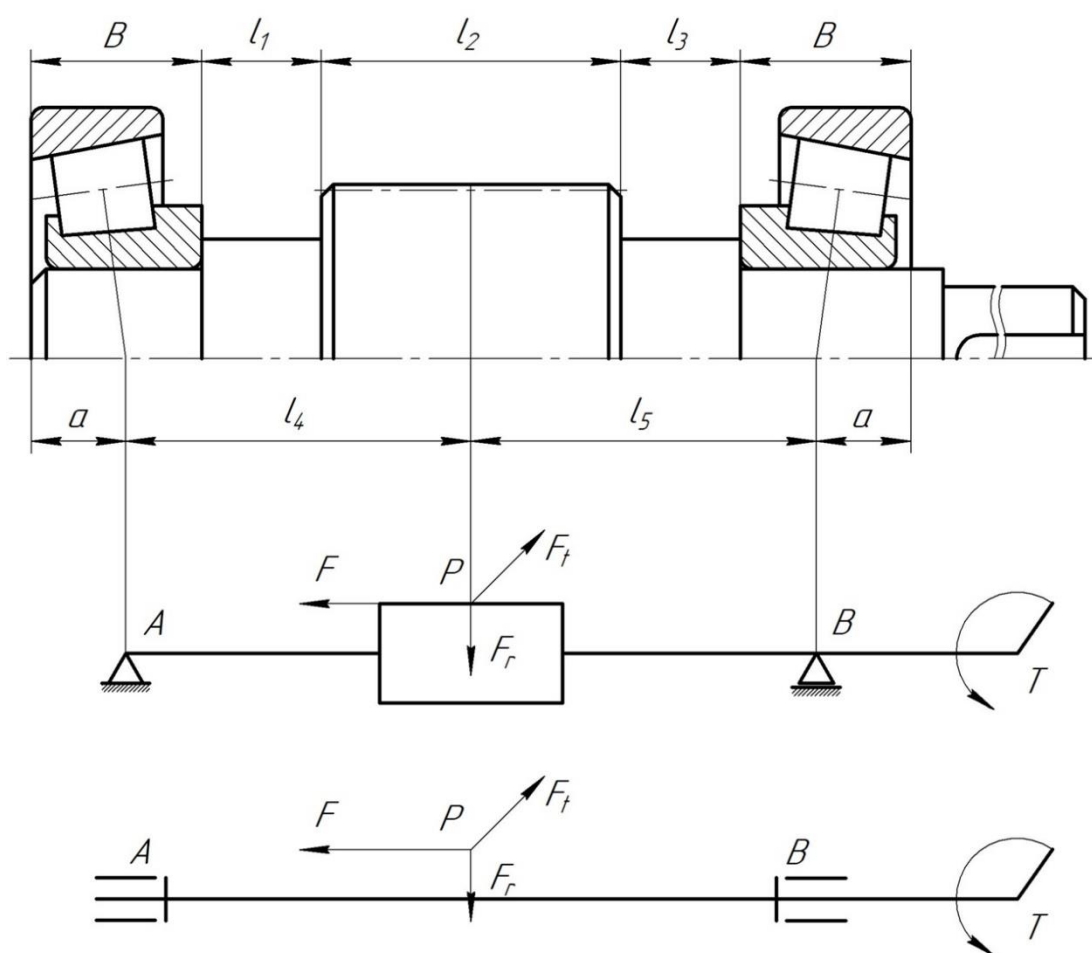
Приложение А

ОТЧЕТ по лабораторной работе №3 «Изучение конструкций типовых опор»

Цель работы:

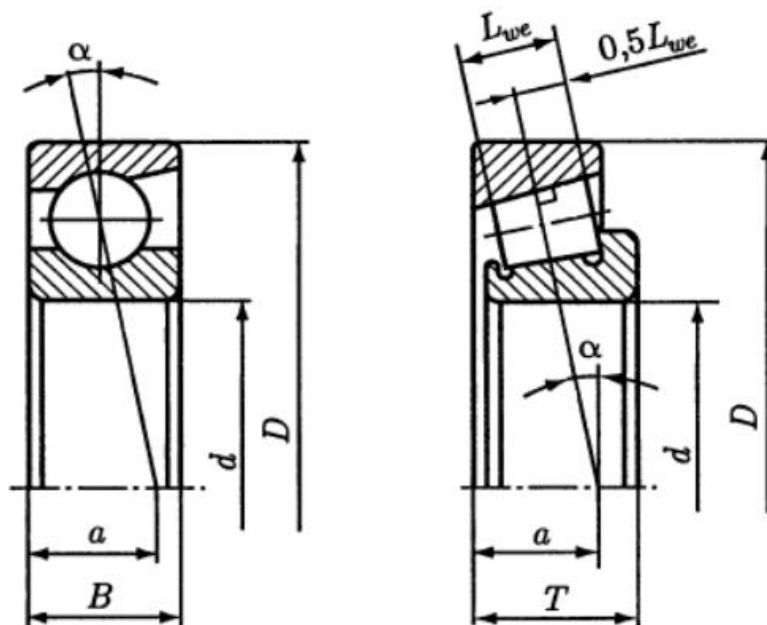
Краткое описание типовых схем опор валов.

Рассчитать размеры для схемы сил быстроходного вала.



Приложение Б

Расчет смещения точки реакции опоры



Для роликовых конических подшипников:

$$a = 0,5 \cdot (B + 0,5 \cdot (D + d) \cdot \operatorname{tg} \alpha)$$

Для шариковых радиально-упорных подшипников:

$$a = 0,5 \cdot (T + 0,5 \cdot (D + d) \cdot e / 3)$$

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

« 5 » 05

2025 г.



ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение,
23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и
комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические
средства, 20.03.01 Техносферная безопасность

Курск 2025

УДК 621.8

Составитель: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *В.В. Пономарев*

Изучение конструкций деталей передач гибкой связью: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин. Курск, 2025. 13 с.: ил. 6, прилож. 1, Библиогр.: с. 13.

Содержат основные сведения о ременных и цепных передачах. Указывается порядок выполнения лабораторной работы, правила оформления отчетов и их защиты.

Предназначены для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность очной и заочной формы обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 14.02.18. Формат 60х84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,75. Уч. - изд. л. 0,7. Тираж 30 экз. Заказ 911. Бесплатно. *641*
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы

Ознакомиться с конструкцией деталей цепных и ременных передач, определением их геометрических параметров и паспортных данных, а также знакомство с системой условных обозначений приводных цепей, звездочек, ремней и шкивов.

1 Правила техники безопасности

Не выполняйте работу, не ознакомившись с методикой ее проведения и следующими правилами техники безопасности:

1.1. Прежде, чем начать какое-либо действие, убедитесь, что оно не причинит вреда окружающим;

1.2. Изучаемую деталь (звездочку, цепь или шкив) следует класть на стол таким образом, чтобы она не могла упасть от случайного толчка.

2 Подготовка к выполнению работы

Перед выполнением лабораторной работы студент должен ознакомиться с содержанием настоящих методических указаний, изучить по рекомендуемой литературе [1, 2] раздел курса, касающийся цепных и ременных передач, ориентируясь на контрольные вопросы, приведенные в данной работе, и подготовить форму отчета в соответствии с приложением.

3 Объект изучения, инструмент

Объектом изучения являются детали передач гибкой связью: приводные роликовые и зубчатые цепи, звездочки к ним; клиновые и зубчатые ремни и соответствующие им шкивы.

Измерительный инструмент – штангенциркуль, линейка.

4 Конструкция и параметры деталей цепных передач

В работе изучается конструкция, определяются параметры приводных роликовых и зубчатых цепей, а также звездочек к ним.

4.1 Приводные роликовые цепи

Приводные роликовые цепи (рис. 1) - стандартные изделия, со-

стоящие из шарнирно соединенных наружных I и внутренних II звеньев.

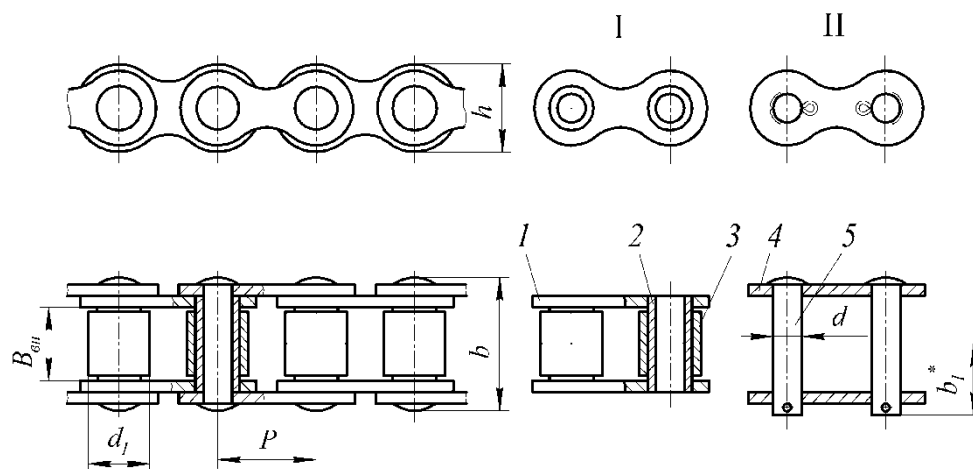


Рисунок 1 Приводная роликовая однорядная цепь по ГОСТ 13568:
 I – звено внутреннее: 1 – пластины внутренние; 2 – втулки; 3 – ролики;
 II – звено наружное (или соединительное): 4 – пластины наружные;
 5 – оси (валики)

Цепи характеризуются геометрическими и прочностными параметрами.

Основными геометрическими параметрами роликовых цепей являются: P – шаг цепи; d_1 – диаметр ролика; $d \times B \times m$ – размеры опорной поверхности шарнира (d – диаметр валика; B – длина втулки; m – число рядов цепи); h – ширина внутренней пластины; a – расстояние между осями рядов.

Прочностной параметр цепи – предельная статическая нагрузка F_{lim} , кН.

Параметры приводных роликовых цепей типа ПР нормальной серии нормированы ГОСТ 13568.

Структура условного обозначения таких цепей

$$\boxed{1} \quad \boxed{2} \quad \boxed{3} - \boxed{4} - \boxed{5} \quad \boxed{6}$$

где 1 – наименование изделия; 2 – рядность цепи (одно-, двухрядная и т.д.); 3 – тип цепи (ПР – приводная роликовая); 4 – шаг цепи, мм (12,7; 15,875; 19,05; 25,4 и т.д.); 5 – предельная статическая нагрузка F_{lim} , кН, которую должна выдерживать цепь, не разрушаясь; 6 – стандарт, регламентирующий параметры цепи.

Пример условного обозначения приводной роликовой двухрядной цепи нормальной серии с шагом 25,4 мм и предельной нагрузкой 113,4 кН.

Цепь 2ПР – 25,4 – 113,4 ГОСТ 13668.

4.2 Звездочки для роликовых цепей

Звездочки (цепные колеса) для роликовых цепей по конструкции подобны зубчатым колесам [1]; отличаются от последних лишь поперечным профилем зубьев, форма и размеры которого зависят от конструкции и размеров применяемой цепи.

Зубья звездочек для роликовых цепей могут иметь следующие поперечные профили [2]: вогнутый, прямой и выпуклый. Причем первый из них имеет наибольшее применение. Его параметры регламентированы ГОСТ 591.

Структура условного обозначения таких звездочек

1	–	2	3	–	4	–	5	–	6	7	–	8	9	–	10
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

где 1 – наименование изделия, обозначаемое буквой "З"; 2 – рядность зубьев звездочки; 3 – тип цепи, для которой используется звездочка; 4 – шаг; 5 – число зубьев; 6 – тип профиля (В – вогнутый, П – прямой); 7 – стандарт, регламентирующий параметры профиля зубьев; 8 – диаметр посадочного отверстия; 9 – вид отверстия (Ц – цилиндрическое, К – коническое); 10 – материал звездочки.

Пример условного обозначения звездочки для двухрядной роликовой цепи типа ПР с шагом 25,4 мм, числом зубьев 19 и вогнутым профилем зубьев по ГОСТ 591, с цилиндрическим отверстием диаметром 40 мм, материал звездочки – сталь 40Х:

З – 2ПР – 25,4 – 19 – В ГОСТ 591 – 40Ц – 40Х.

4.3 Приводные зубчатые цепи

Основными геометрическими параметрами зубчатых цепей (рис. 2) являются: P – шаг; B – ширина. Прочностной параметр – предельная нагрузка F_{lim} .

Структура условного обозначения таких цепей

1	2	–	3	–	4	–	5	6
---	---	---	---	---	---	---	---	---

где 1 – наименование изделия; 2 – тип цепи (ПЗ – приводная зубчатая); 3 – шаг цепи; 4 – ширина цепи, мм; 5 – предельная статическая нагрузка F_{lim} , кН; 6 – стандарт, регламентирующий параметры цепи.

Пример условного обозначения приводной зубчатой цепи типа 1, шага 25,4 мм, шириной 81 мм и предельной нагрузкой 163 кН:

Цепь ПЗ1 – 25,4 – 81 – 163 ГОСТ 13576.

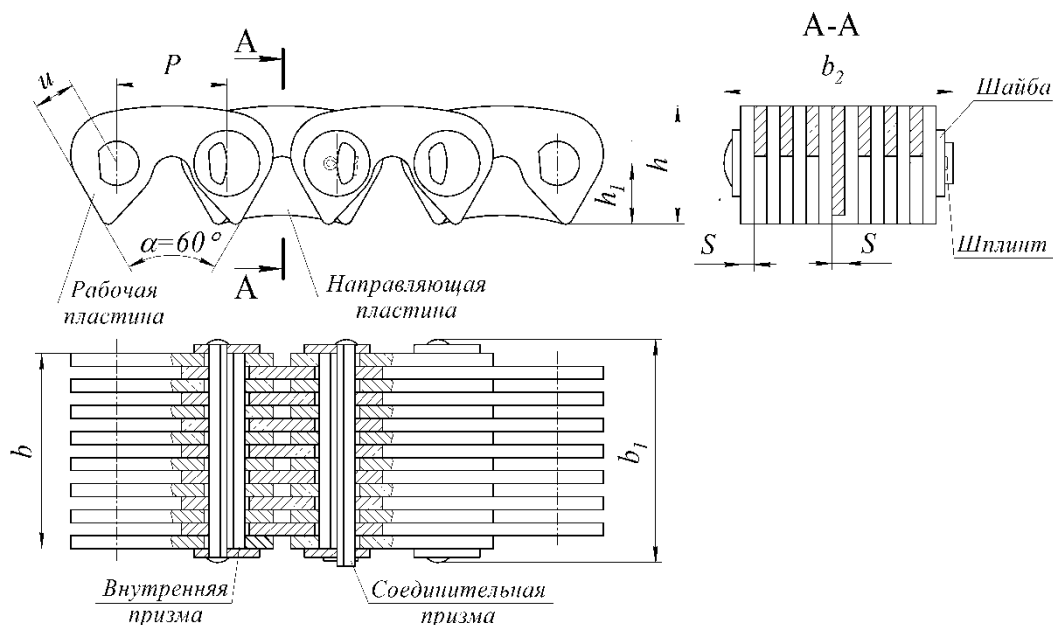
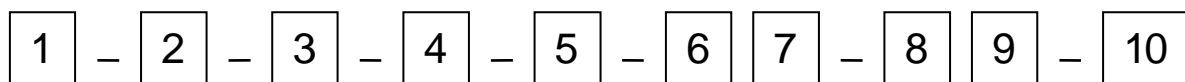


Рисунок 2 Приводная зубчатая цепь

4.4 Звездочки для зубчатых цепей

Звездочки для зубчатых цепей по конструкции подобны зубчатым колесам. Зубья звездочек могут иметь следующие поперечные профили: прямолинейный (или прямой) и криволинейный (эвольвентный). Параметры первого из них, как имеющего наибольшее применение, регламентированы ГОСТ 13576.

Структура условного обозначения таких звездочек



где 1 – наименование изделия; 2 – тип цепи; 3 – шаг цепи; 4 – ширина цепи; 5 – число зубьев; 6 – тип профиля; 7 – стандарт; 8 – диаметр посадочного отверстия; 9 – вид отверстия (Ц – цилиндрическое, К – коническое); 10 – материал звездочки.

Пример условного обозначения звездочки для зубчатой цепи шага 25,4 мм, с шагом зубьев 19 и прямым профилем по ГОСТ 13576,

с коническим отверстием диаметром 40 мм, материал звездочки – сталь 40Х:

3 – ПЗ – 25,4 – 19 – П ГОСТ 13576 – 40К – 40Х.

5 Конструкция и параметры деталей ременных передач

В работе изучается конструкция, определяются параметры клиновых и зубчатых ремней, а также соответствующих им шкивов.

5.1 Клиновые ремни

Клиновые ремни общего назначения (рис. 3) выпускают следующих поперечных сечений: нормальные – 0(Z), А(А), В(В), С(С), D(D), Е(Е), Е(Е0); узкие – У0(SPZ), УА(SPA), УВ(SPB), УВ(SPC). В скобках дано обозначение по ИСО.

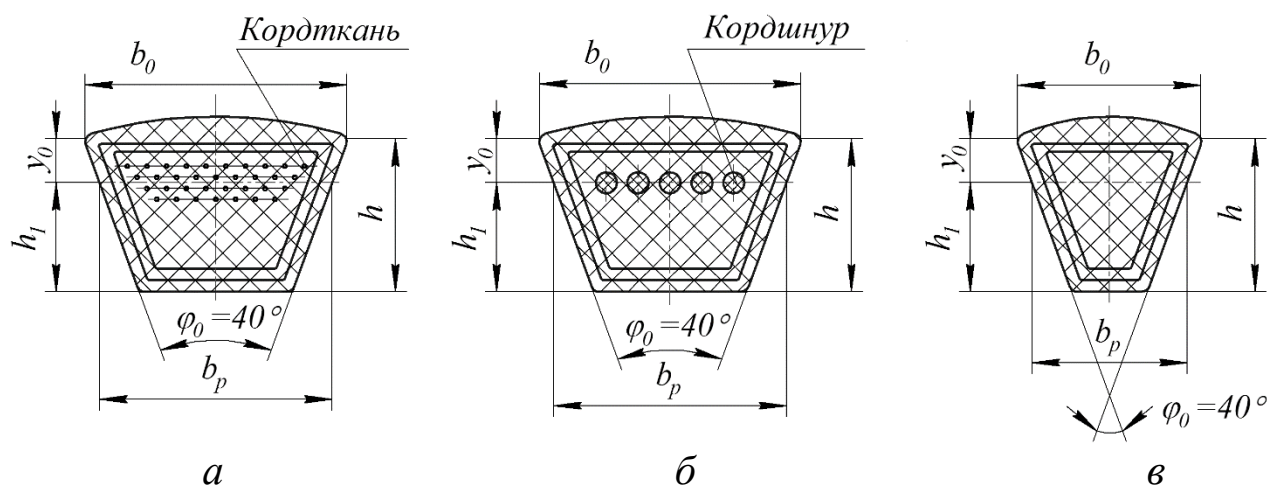


Рисунок 3 Поперечные сечения клиновых ремней:
а, б – нормальные; в – узкое

Размеры поперечного сечения, расчетная длина и масса 1 м клиновых ремней регламентированы ГОСТ 1284.1.

Структура условного обозначения таких ремней

1 2 – 3 – 4 5

где 1 – наименование изделия; 2 – сечение ремня; 3 – расчетная длина; 4 – несущий материал (Т – кордткань, Ш – кордшнур); 5 – стандарт.

Пример условного обозначения ремня сечения В с расчетной длиной 2500 мм с кордовой тканью в несущем слое:

Ремень В – 2500 – Т ГОСТ 1284.1.

5.2 Шкивы для клиновых ремней

Шкивы клиноременных передач изготавливают с канавками (рис. 4), размеры профиля которых регламентированы ГОСТ 20889.

Расчетный диаметр d_p шкива выбирают из стандартного ряда: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250 мм и т.д.

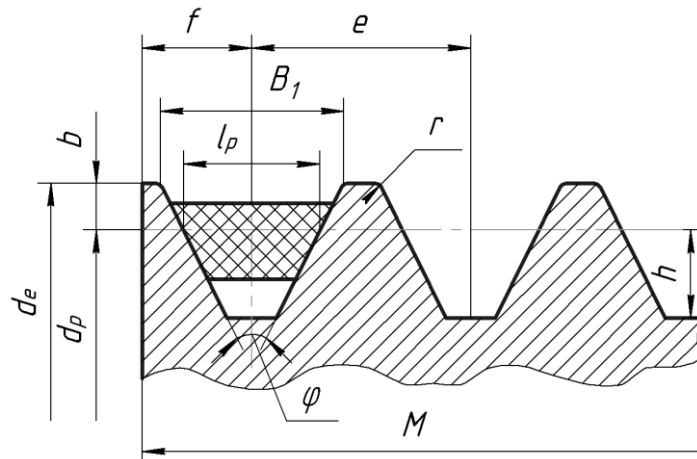
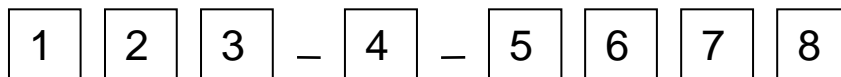


Рисунок 4 Шкив клиноременной передачи

При одном и том же сечении ремня, чем меньше диаметр шкива, тем меньше угол канавки ϕ ($\phi = 34, 36, 38, 40^\circ$), что обусловлено поперечными деформациями ремня.

Условное обозначение таких шкивов



где 1 – наименование изделия; 2 – тип сечения ремня; 3 – число канавок; 4 – расчетный диаметр, 5 – диаметр посадочного отверстия; 6 – вид отверстия (Ц – цилиндрическое, К – коническое); 7 – материал шкива; 8 – стандарт.

Пример условного обозначения шкива для клиновых ремней с сечением В, с двумя канавками, расчетным диаметром $d_p = 160$ мм, из чугуна марки СЧ20:

Шкив В 2 – 160 – 40Ц СЧ20 ГОСТ 20889.

5.3 Зубчатые ремни

Геометрические параметры ремня (рис. 5) следующие: m (P) – модуль (шаг); b – ширина; z – число зубьев и L – длина ремня.

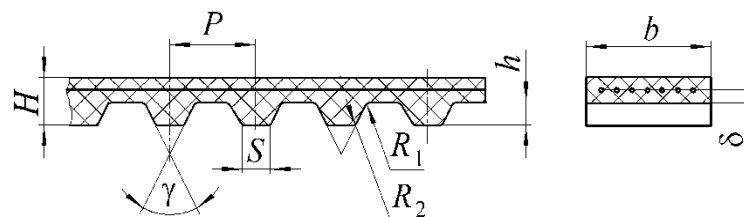


Рисунок 5 Геометрические параметры ремня

При известном модуле шаг ремня

$$P = \pi t$$

5.4 Шкивы для зубчатых ремней

Зубчатый шкив (рис. 6) – зубчатое колесо, профиль зубьев которого соответствует профилю зубьев ремня. Угол профиля $\gamma/2 = 20^\circ$.

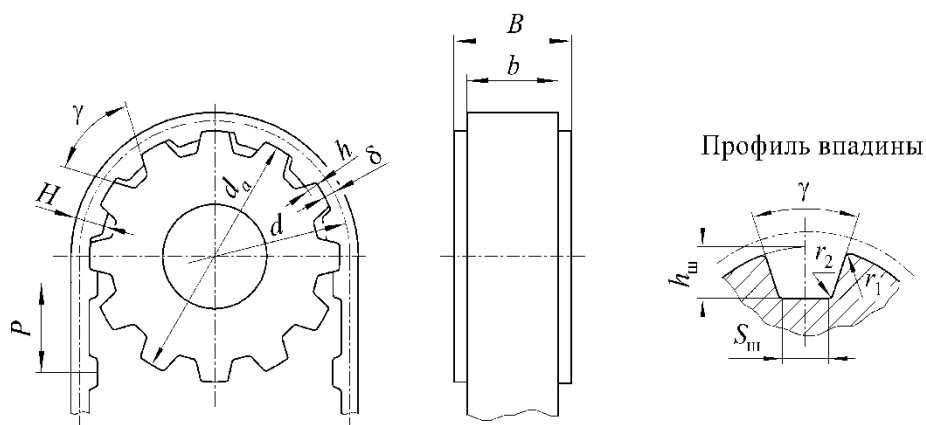


Рисунок 6 Зубчатый шкив

Модуль и число зубьев шкива – см. таблицу.

Модуль t , мм	Минимальное число зубьев шкива
4 и 5	16 ... 20
	18 ... 22
	20 ... 24
7 и 10	22 ... 24
	24 ... 26
	26 ... 28

6 Порядок выполнения работы

6.1 Определение параметров роликовой цепи и звездочки к ней:

- произвести обмер роликовой цепи согласно рисунку 1;
- руководствуясь результатами обмера и паспортными данными, установить стандартное значение шага цепи;
- нанести размеры на эскиз цепи;
- нанести номера позиций деталей цепи и дать им наименование;
- путем наложения отрезка цепи на звездочку определить их соответствие;
- после обмера нанести размеры на эскиз звездочки;
- записать условное обозначение звездочки.

6.2 Определение параметров зубчатой цепи и звездочки к ней:

- произвести обмер зубчатой цепи согласно рисунку 2;
- выполнить все пункты подраздела 6.1.

6.3 Определение параметров клинового ремня и шкива:

- произвести обмер ремня согласно рисунку 3;
- руководствуясь результатами обмера и паспортными данными, установить стандартные значения размеров;
- нанести размеры на эскиз ремня;
- записать условное обозначение ремня;
- путем наложения ремня на шкив определить их соответствие;
- после обмера и согласования со стандартными данными нанести размеры на эскиз шкива;
- записать условное обозначения шкива, выбрав в соответствии с рекомендациями [1] материал для него.

6.4 Определение параметров зубчатого ремня и шкива

Выполнить объем работы согласно пунктам подраздела 6.3.

7 Выводы

Необходимо сделать выводы о том, соответствуют ли звездочки приводным цепям, а шкивы – клиновым и зубчатым ремням.

8 Отчет по лабораторной работе

Данный отчет следует представить по форме, указанной в приложении.

9 Контрольные вопросы

1. Какие детали образуют шарнир в роликовой и зубчатой цепях?
2. Каково назначение ролика в приводной цепи?
3. Какие параметры характеризуют приводную цепь?
4. Назовите геометрические параметры роликовой или зубчатой цепи.
5. Назовите параметр, определяющий прочность цепи.
6. Почему рекомендуется четное число звеньев роликовой цепи?
7. Назовите область применения роликовых и зубчатых цепей.
8. Каковы главные критерии работоспособного состояния цепных передач?
9. Объясните структуру условного обозначения приводных цепей.
10. Объясните структуру условного обозначения звездочек.
11. Какие параметры характеризуют клиновой ремень?
12. Какие параметры характеризуют шкив для клиновых ремней?
13. Объясните, почему угол канавки зависит от диаметра шкива.
14. Какие грани клинового ремня являются рабочими и почему?
15. Каковы главные критерии работоспособного состояния передач клиновыми ремнями?
16. Какие параметры влияют на тяговую способность клиноременной передачи?
17. Какие параметры характеризуют зубчатый ремень?
18. Какие параметры характеризуют шкив для передачи зубчатым ремнем?

Библиографический список

1. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 2. Типовые изделия машиностроения: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. 4-е издание, исправл. - М.: Высш. шк., 2006.

2. Решетов, Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. Изд. 4-е. - М.: Машиностроение, 1989.

Приложение

ОТЧЕТ по лабораторной работе № 4 «Изучение конструкции деталей передач гибкой связью»

Цель работы

Эскиз роликовой цепи и её обозначение

Эскиз звездочки для роликовой цепи

Эскиз зубчатой цепи и её обозначение

Эскиз звездочки для зубчатой цепи

Эскиз клинового ремня и его обозначение

Эскиз шкива для клиноременной передачи

Эскиз зубчатого ремня и его обозначение

Эскиз шкива для передачи зубчатым ремнем

Выводы

Работу выполнил _____
(подпись студента)

Работу принял _____
(подпись преподавателя)

« ____ » _____ 200_ г.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Т. Локтионова

« 5 »

05

2025 г.



МУФТЫ ПРИВОДОВ

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение,
23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и
комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические
средства, 20.03.01 Техносферная безопасность

Курск 2025

УДК 621.8

Составитель: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *В.В. Пономарев*

Муфты приводов: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин. Курск, 2025. 13 с.: ил. 5, прилож. 2, Библиогр.: с. 9.

Содержат основные сведения о муфтах приводов. Указывается порядок выполнения лабораторной работы, правила оформления отчетов и их защиты.

Предназначены для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 14.02.18. Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,75. Уч. - изд. л. 0,7. Тираж 30 экз. Заказ 911. Бесплатно. *642*
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы

Ознакомиться с конструкцией муфт приводов, определение их геометрических размеров, установление условного обозначения и технических характеристик стандартных муфт и определение области их применения.

1 Правила техники безопасности

Прежде чем начать выполнять лабораторную работу, необходимо ознакомиться с настоящими методическими указаниями и следующими правилами техники безопасности:

1.1 При разборке и сборке муфт следите, чтобы детали не упали со стеллажа и не причинили вреда окружающим.

1.2 После окончания работы муфты собрать и уложить на стеллаж.

2 Подготовка к выполнению работы

Перед выполнением лабораторной работы студент должен ознакомиться с методикой ее проведения, изучить раздел курса «Муфты приводов» по рекомендуемой литературе [1, 2], ответить на вопросы, приведенные в методических указаниях к данной работе, и подготовить бланк отчета согласно приложению Б.

3 Объект изучения, инструмент

Объектами исследования являются муфты приводов различных типов.

Инструмент – гаечные ключи, штангенциркуль.

4 Классификация муфт

Муфты приводов делят на классы, группы, подгруппы, виды и разновидности (рис. 1). По принципу действия муфты делят на классы: механические; гидравлические; электрические и др. По признаку управляемости различают следующие группы механических муфт:

- неуправляемые (нерасцепляемые, предназначенные для постоянного соединения валов);

- управляемые (сцепные), служащие для соединения и разъединения валов во время работы;
- самоуправляемые, автоматически разъединяющие или соединяющие валы при изменении заданного режима работы.

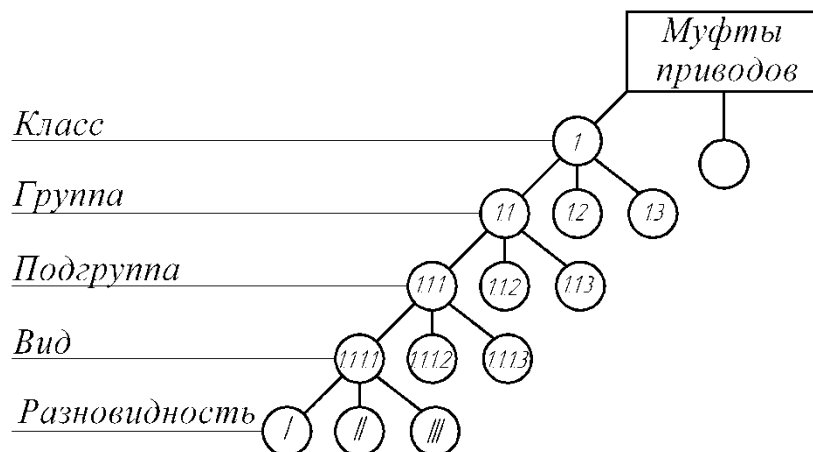


Рисунок 1 Классификация муфт

5 Структурная схема муфт

Любая муфта состоит из ведущей и ведомой полумуфт (рис. 2), соединенных рабочими элементами, передающими вращающий момент T . Конструкция рабочих элементов определяет тип муфты и ее область применения.

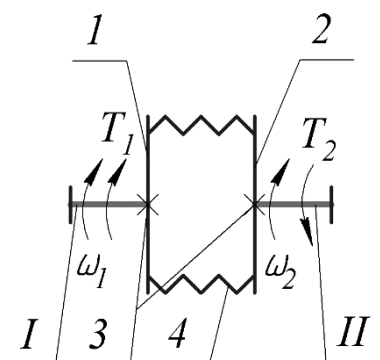


Рисунок 2 Структурная схема муфт приводов:

I, II – соединяемые валы; 1, 2 – полумуфты; 3 – глухое соединение полумуфт с валами; 4 – элементы, передающие движение: соединительные детали или элементы полумуфт

6 Примеры конструкции муфт

На рисунках 3 и 4 представлены конструкции фланцевой и упругой втулочно-пальцевой муфт. Как видно из рисунка 3, фланцевая муфта имеет два исполнения: первое – болты устанавливаются в отверстия фланцев из-под развертки (без зазора); второе – болты устанавливаются с зазором.

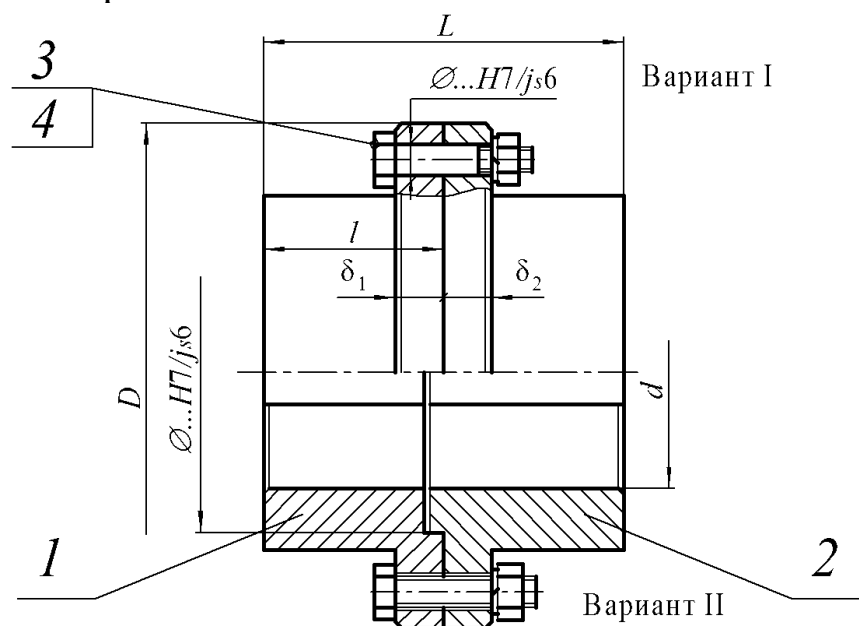


Рисунок 3 Муфта фланцевая:

1 – ведущая полумуфта; 2 – ведомая полумуфта; 3 и 4 – рабочие элементы: болты для отверстий из-под развертки по ГОСТ 17473 и гайки

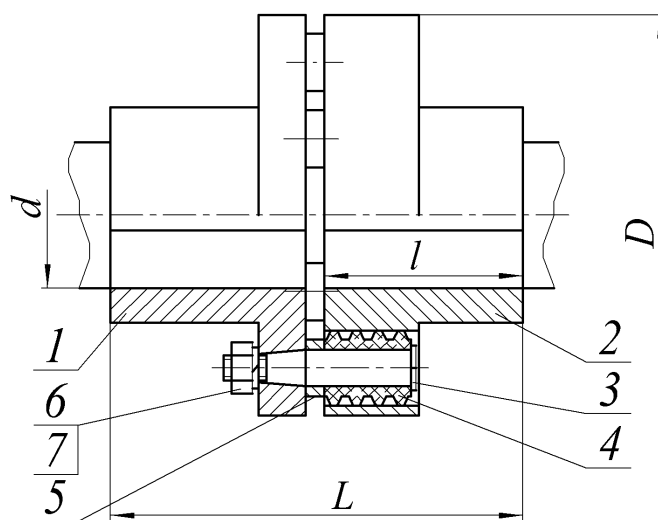


Рисунок 4 Муфта упругая втулочно-пальцевая:

1, 2 – полумуфты; 3 – палец; 4 – гофрированная резиновая втулка; 5 – кольцо; 6, 7 – гайка и шайба

Основные размеры муфт: d – диаметр посадочного отверстия; D – наружный диаметр муфты, l – посадочная длина полумуфты; L – длина муфты.

7 Система условных обозначений муфт

Система условных обозначений муфт представлена на рисунке 5.

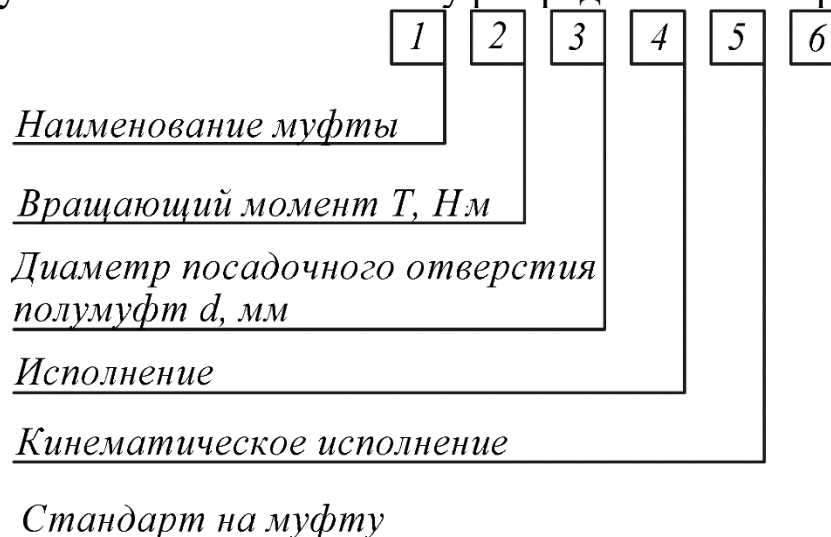


Рисунок 5 Условное обозначение муфт приводов

При соединении полумуфт в разных исполнениях и с различными диаметрами посадочных отверстий в обозначении муфты позиции 3 и 4 (рис. 5) повторяют.

Пример условного обозначения цепной муфты, передающей номинальный вращающий момент $T = 1000$ Н·м, с диаметром посадочного отверстия полумуфт $d = 56$ мм, с полумуфтами типа I в исполнении 1, в климатическом исполнении У* и категории размещения 3:

Муфта цепная 1000 - 56 - I.1 - У3 ГОСТ 20742

Пример условного обозначения упругой втулочно-пальцевой муфты с номинальным вращающим моментом $T = 250$ Н·м, одна из полумуфт диаметром $d = 32$ мм, типа I**, исполнения 1, другая - диаметром $d = 40$ мм, типа II***, исполнения 2, климатическим исполнением Т2:

*Муфта упругая втулочно-пальцевая 250 - 32 - I.1 - 40 - II.2 - Т2
ГОСТ 21424.*

Упрощенное графическое изображение муфт приведено в приложении А.

*Здесь и далее приведено в качестве примера.

**С цилиндрическими отверстиями под вал.

***С коническими отверстиями под вал.

8 Техническая характеристика муфт и область их применения

Основными параметрами, характеризующими муфту, являются следующие величины:

- номинальный вращающий момент T , Н·м;
- масса m , кг;
- предельная частота вращения n_{lim} , мин⁻¹;
- маховый момент GD^2 , Н·м;
- габаритные размеры D и L , мм (см. рис. 3, 4);
- присоединительные размеры d и l , мм (см. рис. 3, 4);
- компенсирующие свойства (для компенсирующих муфт):
 - угловое смещение осей валов, не более γ , °;
 - радиальное смещение осей валов, не более Δ_r , мм.
 - осевое смещение осей валов, не более Δ_a , мм.

9 Порядок выполнения работы

9.1 Произведите разборку двух-трех типов муфт, предложенных преподавателем.

9.2 Определите их габаритные и присоединительные размеры.

9.3 Изучите конструкцию, принцип работы и возможные виды повреждения рабочих элементов муфты.

9.4 Определите к каким типам муфт относятся изучаемые.

9.5 В соответствии с результатами по п. 9.2 и рекомендациями [2] определите техническую характеристику муфт.

9.6 Установите условное обозначение муфт (см. рис. 5).

9.7 Выполните сборку муфт.

9.8 Полученные результаты внесите в отчет.

9.9 Выполните эскиз изучаемых муфт (при этом используйте упрощенное графическое изображение муфт, приведенное в приложении А).

10 Выводы

Сделайте вывод о возможных условиях работы исследуемых муфт, укажите их техническую характеристику и возможную область применения. Являются ли они компенсирующими? Если да, то какие они имеют компенсирующие свойства и за счет каких конструктивных элементов они достигаются?

11 Отчет о лабораторной работе

Данный отчет следует представить по форме, указанной в приложении Б.

12 Контрольные вопросы

1. Как классифицируются муфты по назначению?
2. Укажите основные параметры и размеры муфт. Какой из параметров является главным?
3. Какие муфты относятся к нерасцепляемым?
4. Укажите назначение упругих муфт и выполняемые ими функции. Приведите примеры этих муфт.
5. Назовите область применения зубчатых муфт. Какие смещения соединяемых валов они могут компенсировать при сборке и благодаря чему?
6. Какие функции выполняют управляемые муфты и в каких машинах они применяются? Приведите примеры таких муфт.
7. Назовите типы самодействующих (автоматических) муфт. Какие функции они выполняют?
8. Изложите методы выбора стандартных муфт. Как учитываются условия эксплуатации при их выборе?
9. Напишите условное обозначение муфты упругой втулочно-пальцевой с номинальным вращающим моментом $T = \dots$ Н·м, с диаметром посадочного отверстия $d = \dots$ мм, с полумуфтами типа I в исполнении климатическое исполнение У1.

Библиографический список

1. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 3. Муфты и тормоза приводов машин: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. 4-е издание, исправл. – М.: Высш. шк., 2006.

2. Решетов, Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. Изд. 4-е. - М.: Машиностроение, 1989.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

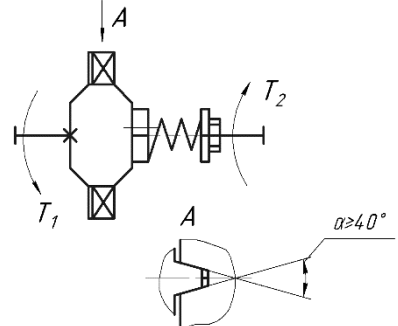
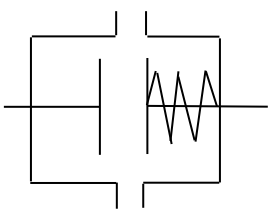
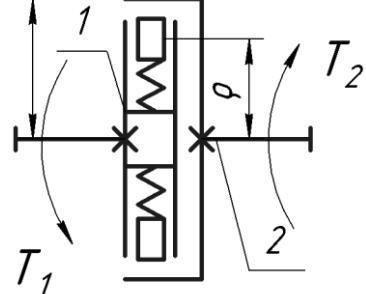
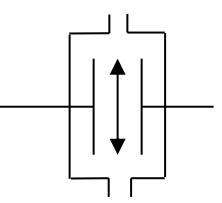
Упрощенное графическое изображение муфт

Наименование	Источник	Класс муфты	Эскиз	Условное обозначение	Применение
Фланцевая	ГОСТ 20761	Нерасцепляемые			Валы соосные
Зубчатая компенсирующая жесткая	ГОСТ 5006				Валы несоосные
Цепная	ГОСТ 20742				
Упругая втулочно-пальцевая	ГОСТ 21424				

Продолжение приложения А

Наименование	Источник	Класс муфты	Эскиз	Условное обозначение в кинематических схемах	Применение
Кулачковая		Управляемые			При необходимости соединения и разъединения валов
Зубчатая					
Фрикционная многодисковая					
Предохранительная с разрушающимся элементом		Самодействующие			Предохранение от перегрузки

Окончание приложения А

Наименование	Источник	Класс муфты	Эскиз	Условное обозначение в кинематических схемах	Применение
Пружинно-кулачковая (шариковая) предохранительная					
Центробежная фрикционная					Управление по скорости

ОТЧЕТ
по лабораторной работе №6 «Муфты приводов»

1 Эскиз муфты

2 Условное обозначение, его расшифровка

3 Краткая техническая характеристика и область применения

1	(тип)
2	(тип)

Работу выполнил _____
(подпись студента)

Работу принял _____
(подпись преподавателя)

«_____» _____ 200_ г.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
О.Г. Локтионова
« 5 » 05 (ЮЗГУ) 2025 г.



ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ЗАВИНЧИВАНИИ ГАЙКИ

Методические указания по выполнению лабораторной работы
для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение,
23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и ком-
плексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства,
20.03.01 Техносферная безопасность

Курск 2025

УДК 621.8

Составитель: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *В.В. Пономарев*

Определение момента сил сопротивления при завинчивании гайки: методические указания по выполнению лабораторной работы для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова, А.Н. Гречухин. Курск, 2025. 13 с.: ил. 4, прилож. 1, Библиогр.: с. 10.

Содержат основные сведения о сопротивлении в кинематической паре винт-гайка. Указывается порядок выполнения лабораторной работы, правила оформления отчетов и их защиты.

Предназначены для студентов направлений 15.03.01 Машиностроение 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, 20.03.01 Техносферная безопасность очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 5.05. . Формат 60х84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,75. Уч. - изд. л. 0,7. Тираж 30 экз. Заказ 643. Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы

Изучить теоретическое и экспериментальное определение моментов сил сопротивления $T_{\text{расч}}$ и $T_{\text{эк}}$ завинчиванию гайки при различных силах затяжки F_z , а также ознакомиться с устройством динамометрического и предельного ключей.

1 Правила техники безопасности

Всем студентам, работающим на установке, во избежание вывода её из строя необходимо соблюдать следующие правила:

1.1. Запрещается прикладывать к винту нагрузку, превышающую допустимую силу затяжки $[F_z]$, полученную расчетом.

1.2. После проведения эксперимента снять силу затяжки-осевую нагрузку на винт.

2 Подготовка к выполнению работы

Перед выполнением лабораторной работы студент должен ознакомиться с содержанием настоящих методических указаний, изучить по рекомендуемой литературе [1, 2] разделы курса, касающиеся резьбовых соединений, с учетом контрольных вопросов, которые приведены в данной работе, и в тетради для лабораторных работ подготовить бланк отчета в соответствии с приложением Б.

3 Оборудование и приборы

Лабораторная установка (рис. 3) выполнена в виде рамы консольного типа.

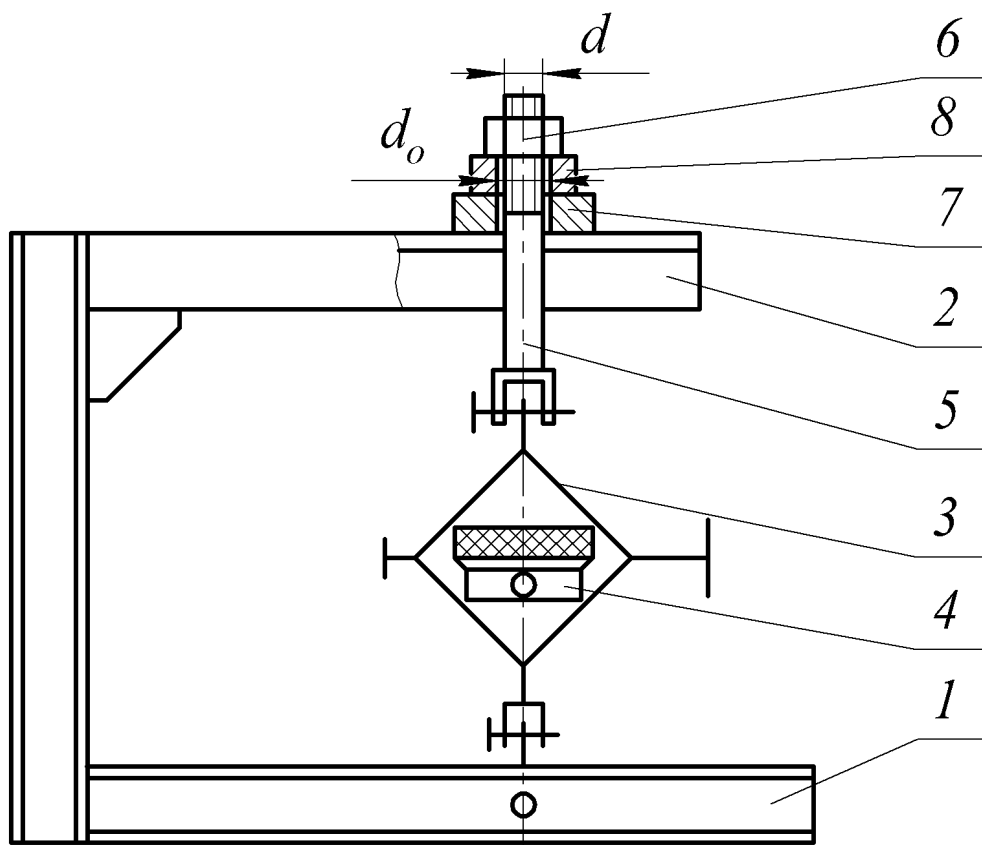


Рисунок 3 Схема установки

Между основанием рамы 1, выполненной из швеллеров, и горизонтальной консолью 2 установлен динамометр 3 системы Токаря Н. Г. с индикатором 4 часового типа.

Нагружение винта 5 осуществляется гайкой 6, завинчиваемой с помощью динамометрического ключа (см. рис. 1). Между гайкой 6 и траверсой 7 устанавливаются сменные шайбу 8 или упорный шарикоподшипник. Заметим, что условия эксперимента должны быть одинаковыми при установке подшипника и шайбы, т.е. гайка и винт должны взаимодействовать по одним и тем же виткам резьбы. Для обеспечения этого необходимо, чтобы

$$H = s,$$

где H – высота подшипника; s – толщина шайбы.

При затягивании гайки перемещение винта вверх вызывает деформацию пружины динамометра. Значение действующей на винт нагрузки можно определить по графику (рис. 4), на котором по оси ординат отложена сила затяжки F_z , а по оси абсцисс – деформация пружины динамометра, фиксируемая индикатором 4 (см. рис. 3).

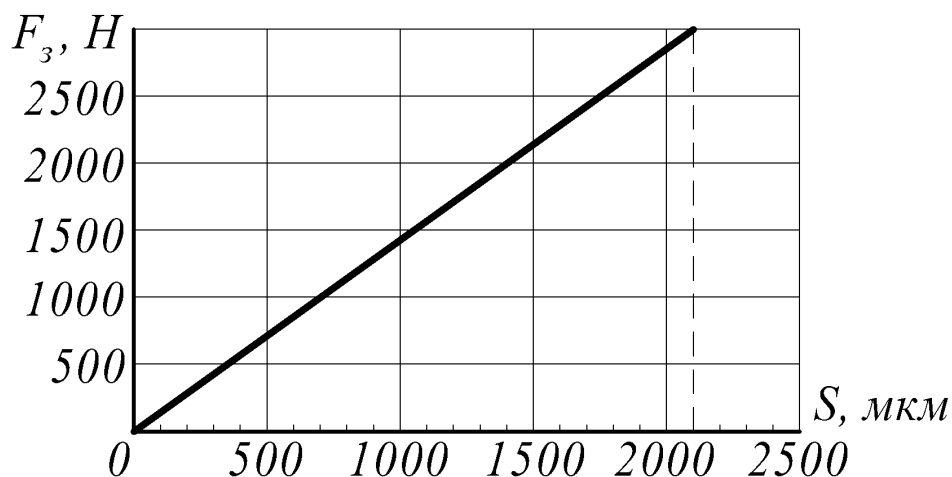


Рисунок 4 Тарировочный график зависимости осевой нагрузки от деформации пружины динамометра

4 Общие положения

В машиностроении резьбовые соединения выполняются, как правило, с предварительной затяжкой, обеспечивающей их надежную эксплуатацию при приложении внешней нагрузки (отсутствие относительного сдвига деталей, нераскрытие стыка и т.п.).

3.1. С целью обеспечения и контроля стабильности требуемой силы затяжки резьбового соединения применяют различные способы оценки вращающего момента при завинчивании гайки.

Вращающий момент завинчивания T_z , который необходимо приложить к гайке, чтобы затянуть болт требуемой силой затяжки F_z , должен быть равен

$$T_z = T_p + T_t, \quad (1)$$

где T_p – момент сил сопротивления в резьбе; T_t – момент сил трения на торцевой поверхности гайки.

Момент T_p определяют по известной формуле [1]:

$$T_p = 0,5 F_z d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho'), \quad (2)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, мм; ψ – угол подъема резьбы; ρ' – приведенный угол трения; F_z – сила затяжки, Н.

Зная параметры резьбы, вычисляем угол подъема резьбы по формуле

$$\psi = \operatorname{arctg}[P_h / (\pi d_2)], \quad (3)$$

где P_h – ход винта, равный шагу винтовой линии, мм. При однозаходной резьбе ход равен ее шагу P , т.е. $P_h = P$.

Приведенный угол трения ρ' определяют из выражения

$$\rho' = \arctg f', \quad (4)$$

где f' – приведенный коэффициент трения в резьбе;

$$f' = f_p / \cos(\alpha/2), \quad (5)$$

причем здесь f_p – действительный коэффициент трения скольжения; α – угол профиля резьбы.

Момент сил трения на торце гайки /1/

$$T_T = 0,5 F_z f_T d_m, \quad (6)$$

где f_T – коэффициент трения скольжения на торце гайки; d_m – средний диаметр опорной поверхности гайки

$$d_m = 0,5(D + d_o), \quad (7)$$

причем здесь D – диаметр опорной поверхности гайки, который в первом приближении можно принять равным размеру под ключ; d_o – внутренний диаметр шайбы.

3.2 Замер вращающего момента при завинчивании гайки на практике осуществляется с помощью динамометрических ключей (рис. 1) или ключей предельного момента. Динамометрические ключи применяются при сборке ответственных резьбовых соединений для создания контролируемой силы затяжки (например, при сборке двигателей внутреннего сгорания, сосудов, работающих под внутренним давлением). В этих ключах сила руки сборщика передается через упругий элемент 1, который при завинчивании болта (или гайки) подвергается изгибу, и по отклонению стрелки 2 по шкале 3 определяется момент, приложенный к болту.

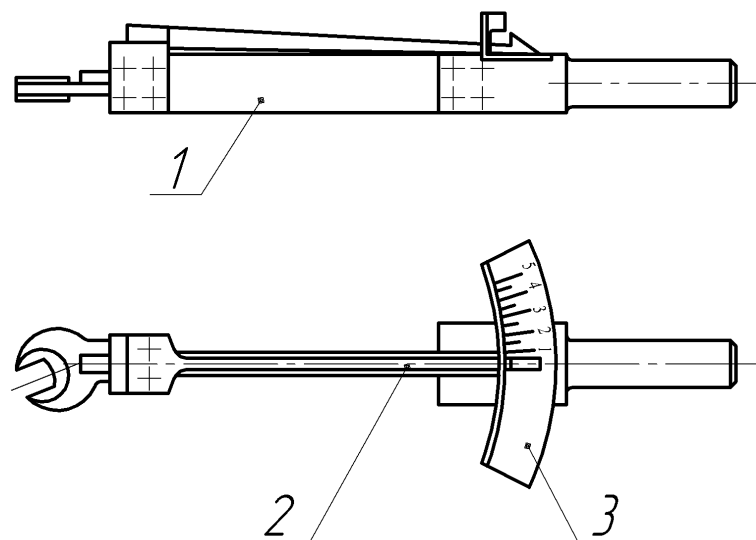


Рисунок 1 Динамический ключ

Для аналогичной цели предназначен предельный ключ (рис. 2).

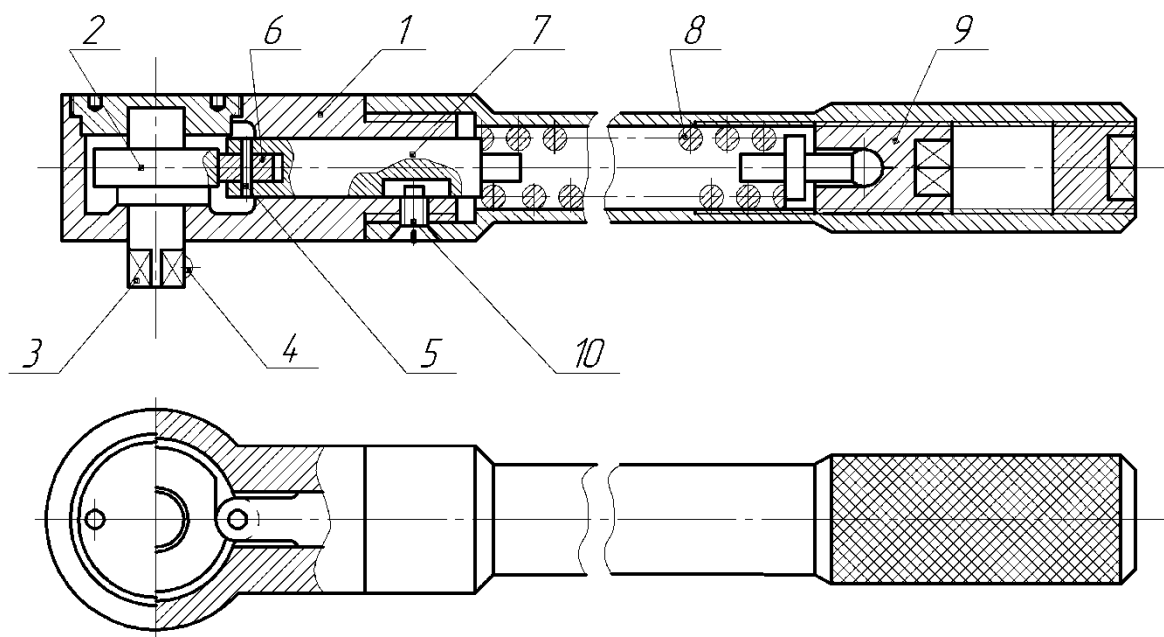


Рисунок 2 Предельный ключ по ГОСТ 7068 тип А

В корпусе ключа 1 размещен кулачок 2, ось которого заканчивается выступающим квадратом 3 с шариковым фиксатором 4 для установки сменных накладных головок-торцовых ключей для гаек. Вращающий момент передается к кулачку 2 и, следовательно, к гайке роликом 6, который установлен в штоке 7 на оси 5. Угловая фиксация штока осуществляется винтом 10. Прижатие ролика к кулачку 2 обеспечивается пружиной 8, сила упругости которой плавно

регулируется резьбовой пробкой 9. При достижении требуемого вращающего момента, на который настроен предельный ключ, кулачок 2 отжимает ролик 6, сжимая пружину 8, и ключ автоматически срабатывает (слышен характерный щелчок). Дальнейшую затяжку соединения прекращают.

5. Порядок выполнения работы

5.1 Определить расчетом предельную силу затяжки для винта с известными материалом и параметрами резьбы

$$[F_3] = \frac{[\sigma_p]}{\gamma} \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad (8)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа; $\gamma = 1,3$ – коэффициент, которым учитываем совместное действие напряжений растяжения и кручения; $[F_3]$, Н.

Причем

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [S]. \quad (9)$$

Здесь σ_T – предел текучести (для стали Ст3 можно принять $\sigma_T = 200$ МПа); $[S]$ – нормируемый коэффициент безопасности (запаса прочности). Принимаем $[S]$ по таблице А2.

5.2 Установить упорный шарикоподшипник между гайкой 6 и траверсой 7 (см. рис. 3).

5.3 Гайкой 6 выбрать осевой люфт (зазоры) в системе и установить на нуль стрелку индикатора 4 динамометра 3.

5.4 Постепенно закручивая гайку 6 динамометрическим ключом, нагрузить резьбовое соединение силой 500 Н с учетом тарировочного графика (см. рис. 4). Снимая нагрузку и нагружая резьбовое соединение вновь, выполнить по три замера момента сил сопротивления в резьбе.

5.5 Дальнейшие замеры по п. 5.4 проводить при силе затяжки 1000, 2000 и 3000 Н. Экспериментальные значения моментов сил сопротивления в резьбе занести в таблицу Б1.

Следовательно, в работе допускается, что при установке подшипника сопротивление в нем равно нулю.

5.6 Снять упорный шарикоподшипник и установить на его место шайбу 8 (см. рис. 3).

5.7 Провести эксперимент при тех же осевых нагрузках и в порядке, указанном в пунктах 5.4 и 5.5. Полученные экспериментальные значения моментов сил трения при завинчивании гайки $T_{з.эк}$ внести в таблицу Б1.

5.8 Определить экспериментальное значение момента сил трения на торцевой поверхности гайки по формуле

$$T_{т.эк} = T_{з.эк} - T_{р.эк} \quad (10)$$

для указанных выше значений сил затяжки. Полученные результаты внести в таблицу 1 приложения Б.

5.9. Имея параметры резьбы, гайки и шайбы, по формулам (1) - (6) вычислить расчетные значения моментов сил сопротивления в резьбе T_p и на торце гайки T_t для указанных значений силы затяжки при заданных преподавателем значениях коэффициентов трения-скольжения f_p и f_t . Результаты расчетов занести в таблицу 2 приложения Б.

5.10 Построить графики зависимости моментов сил сопротивления в резьбе и на торце гайки от силы затяжки по данным эксперимента и расчетов (см. рис. 2 приложения Б).

6 Выводы

Необходимо сделать выводы о том, имеются ли расхождения между теоретическими и экспериментальными значениями моментов сил сопротивления в резьбе и на торце гайки. Кроме того, необходимо объяснить, чем обусловлены эти расхождения.

7 Отчет по лабораторной работе

Данный отчет следует представить по форме, указанной в приложении Б.

8 Контрольные вопросы

1. Какие различают типы резьбы по назначению и геометрическим параметрам?
2. Напишите формулу для определения момента сил сопротивления в резьбе.

3. За счет чего обеспечиваются одинаковые условия эксперимента при установке подшипника и шайбы?
4. С какой целью устанавливают под гайку упорный подшипник?
5. Каково основное допущение, принятое в работе?
6. Как учитывается действие момента сил сопротивления в резьбе при расчете на прочность стержня винта?
7. Объясните назначение динамометрического и предельного ключей и их конструкцию.

Библиографический список

1. Решетов, Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. Изд. 4-е. - М.: Машиностроение, 1989.
2. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 2. Типовые изделия машиностроения: атлас / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; под общ. ред. П.Н. Учаева. - М.: Высш. шк., 2006.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А1. Параметры метрической резьбы с крупным шагом
по ГОСТ 9150 и крепежных деталей

Величина		Значения параметра, мм, при						
Наименование	Обозначение	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
Наружный диаметр	d	16	18	20	22	24	27	30
Шаг резьбы	P	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5
Средний диаметр	d_2	14,701	16,376	18,376	20,376	22,051	25,051	27,727
Внутренний диаметр	d_1	13,835	15,294	17,294	19,294	20,752	23,752	26,211
Рабочая высота профиля	h_p	1,082	1,353	1,353	1,353	1,624	1,624	1,894
Высота гайки	H	13	15	16	18	19	22	24
Угол подъема резьбы, град	ψ	2,48	2,98	2,48	2,24	2,48	2,18	2,30
Размер под ключ	s	24	27	30	32	36	41	46
Диаметр опорного торца гайки	D_1	22,5	25,3	22,8	30,0	33,6	38,4	43,1

Таблица А2. Параметры трапецеидальной резьбы по ГОСТ 9150
и крепежных деталей

Величина		Значения параметра, мм, при						
Наименование	Обозначение	Tr10	Tr12	Tr14	Tr16	Tr18	Tr20	Tr22
Наружный диаметр	d	10	12	14	16	18	20	22
Шаг резьбы	P	2	2	2	2	2	2	2
Средний диаметр	d_2	9,0	11,0	13,0	15,0	17,0	19,0	21,0
Внутренний диаметр	d_1	7,5	9,5	11,5	13,5	15,5	17,5	19,5
Угол подъема резьбы, град	ψ	4°03'	3°18'	2°50'	2°25'	2°09'	1°55'	1°42'

Таблица А2. Рекомендуемые значения коэффициента безопасности $[S]$
при контролируемой силе затяжки и постоянной нагрузке

Сталь	Значения $[S]$
Углеродистая	1,7...2,2
Легированная	2,0...3,0

ОТЧЕТ

по лабораторной работе № 7

«Определение момента сил сопротивления при завинчивании гайки»

Цель работы

Экспериментальная установка...

Рис. 1. Схема установки

Перечень измерительных приборов:

Параметры резьбового соединения:

- диаметры резьбы:
 - наружный $d =$ мм;
 - средний $d_2 =$ мм;
 - внутренний $d_1 =$ мм;
- шаг резьбы $P =$ мм;
- угол профиля резьбы $\alpha =$ град;
- угол подъема резьбы $\psi =$ град;
- внутренний диаметр шайбы $d_o =$ мм;
- диаметр опорной поверхности гайки $D =$ мм;
- коэффициенты трения-скольжения: $f_p =$
 $f_t =$
- материал винта и шайбы: сталь Ст3, $\sigma_T = 200$ МПа.

Результаты расчета:

допускаемого напряжения по формуле (9)

$$[\sigma_p] =$$

допускаемой силы затяжки по формуле (8)

$$[F_3] =$$

Продолжение приложения Б

Таблица Б1. Значения $T_{p.эк}$, $T_{з.эк}$, $T_{т.эк}$, Н·мм

$F_3, \text{ Н}$	$S, \text{ мм}$	$T_{\text{р. эк}}$				$T_{\text{з. эк}}$				$T_{\text{т. эк}}$
		при замерах			сред- нее	при замерах			сред- нее	
		1-м	2-м	3-м		1-м	2-м	3-м		
500										
1000										
2000										
3000										

Таблица Б 2. Расчетные значения $T_p, T_T, T_3, \text{ Н}\cdot\text{мм}$

$F_3, \text{ Н}$	T_p	T_T	T_3
500			
1000			
2000			
3000			

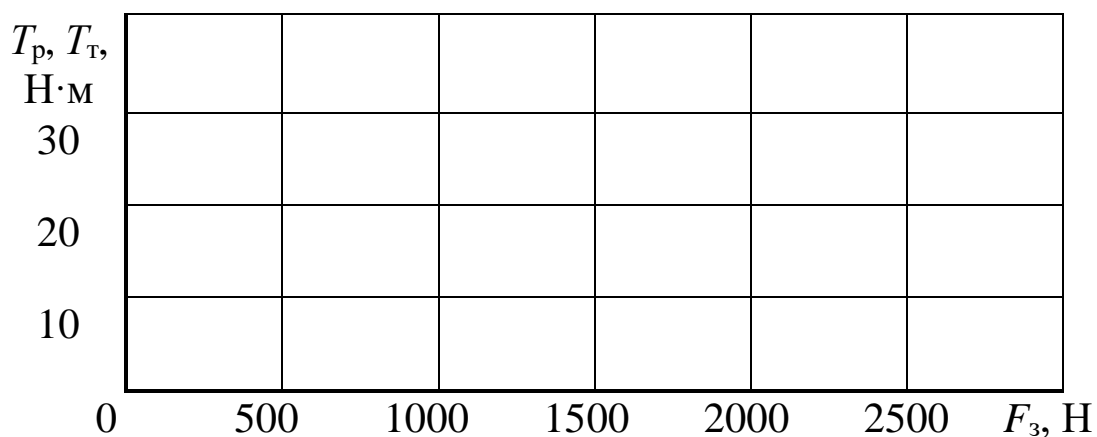


Рис. 2. Графики зависимости моментов сил сопротивления от силы затяжки по результатам эксперимента и расчетов

Выводы

Работу выполнил _____

(подпись студента)

Работу принял _____

(подпись преподавателя)

« ____ » _____ 200_ г.