

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 13.03.2023 10:45:42
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668ab07e51e074915111e6b77e947464485161e564088

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

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

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА ТИПА Ц2

Методические указания к лабораторной работе № 1
для студентов направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения

Курск 2018

УДК 621.8

Составитель: П.Н. Учаев, А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова

Рецензент

кандидат технических наук, доцент *В.В. Малыхин*

Изучение конструкции и определение параметров зубчатого цилиндрического редуктора типа Ц2: Методические указания к лабораторной работе №1 по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» / Юго-зап. гос. ун-т; Сост.: П.Н. Учаев и др. Курск, 2018. 20 с.: ил. 7, прилож. 2, Библиогр.: с. 18.

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

Методические указания соответствуют требованиям ФГОС-3 по направлению подготовки бакалавров направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Работа предназначена для студентов направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов 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. 1,2. Уч. - изд. л. 1,5. Тираж 30 экз. Заказ 908. Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.

305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы – ознакомление 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, угольник, 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, $\text{рад} \cdot \text{с}^{-1}$; 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.

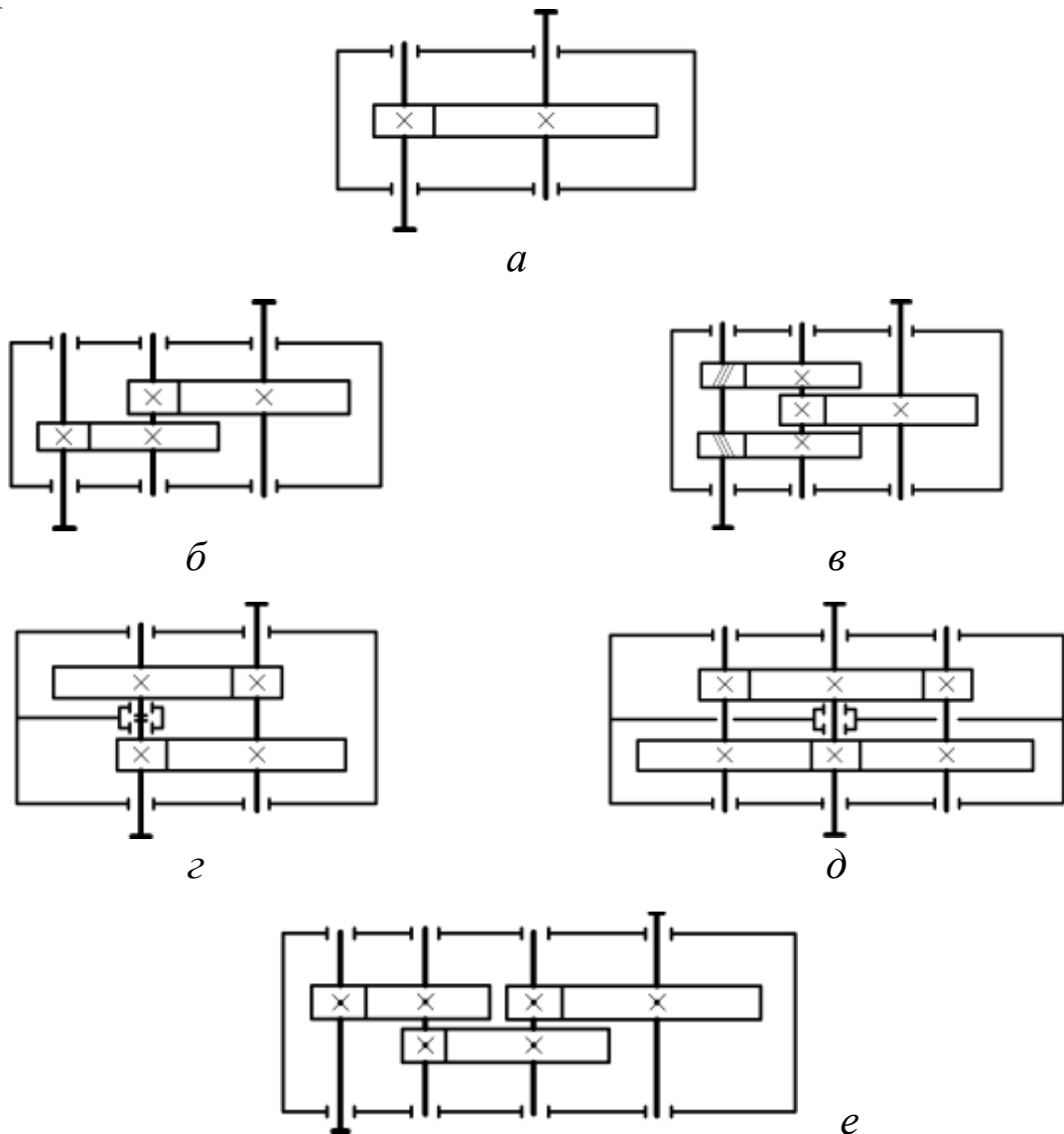


Рис. 1. Схемы зубчатых цилиндрических редукторов

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 $u=25 \dots 250$.

4.2. Техническая характеристика редукторов

К ней относятся:

- общее передаточное число..... u_p

$$u_p = u_B u_T,$$

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;
- 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

$$\gamma = m/T_T.$$

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:

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

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 обеспечи-

вает базирование шайб по торцу наружных колец подшипников. После выполнения регулирования подшипников винты фиксируются сухарями (замками) 19.

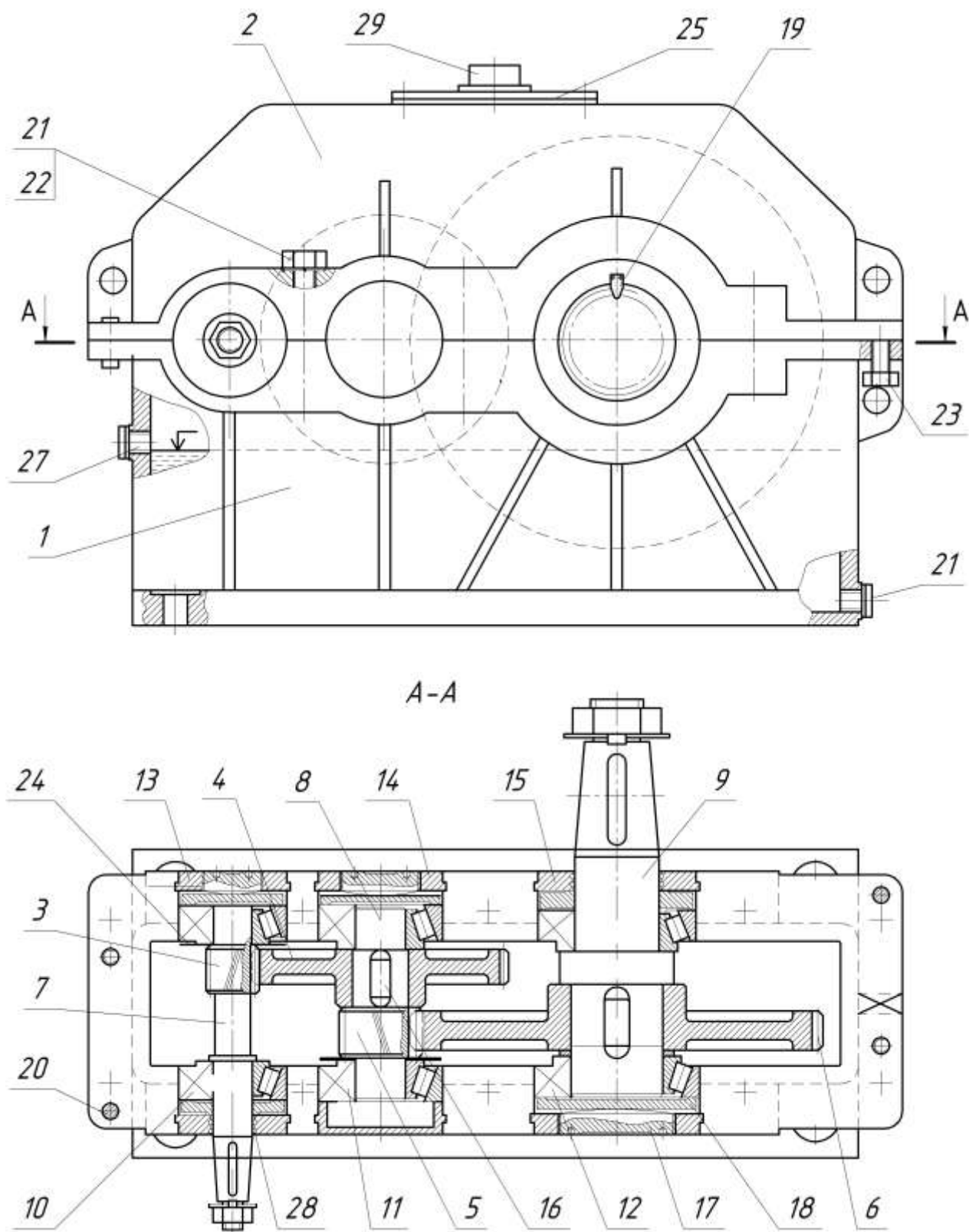


Рис. 2. Конструкция редуктора типа Ц2

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.

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.

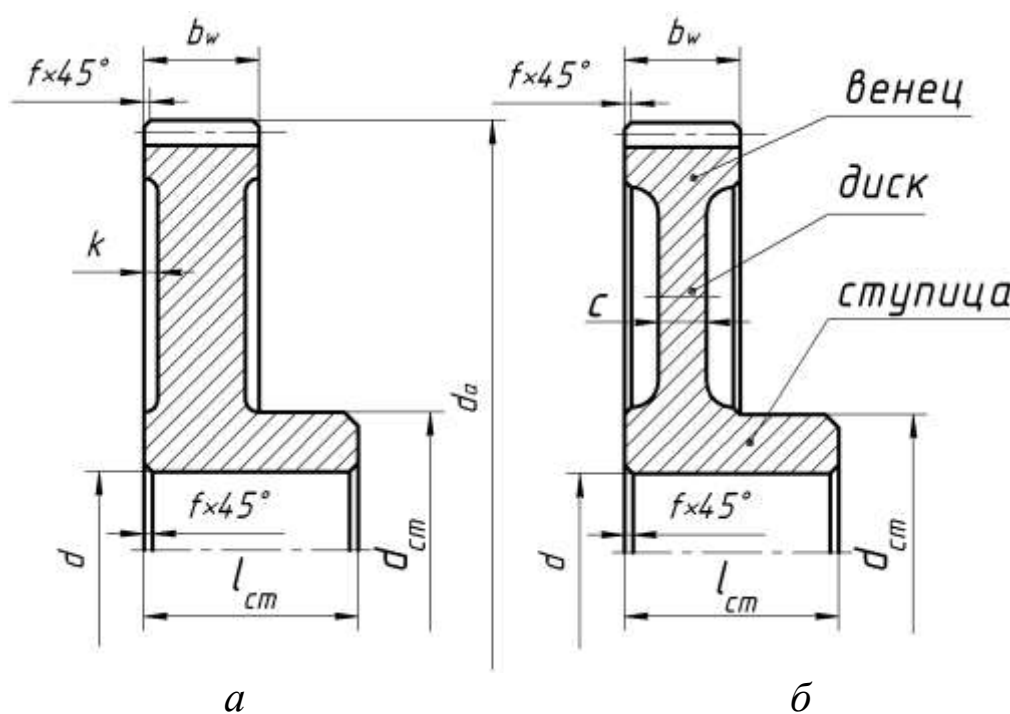


Рис. 3. Конструкции зубчатых колес:
а, б - варианты

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

$$c = (0,35...0,4)b_w.$$

Во всех случаях принимают длину ступицы

$$l_{ст} = (0,8...1,5) d,$$

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 редукторострое-нии это имеет место при передаточных числах $u \geq 3,15$, т.е. в подав-ляющем большинстве случаев шестерню выполняют заодно с валом. Такая деталь называется валом-шестерней.

Системы смазывания зацеплений и подшипников. Для умень-шения трения в зацеплениях зубчатых колес и опорах валов преду-сматривается их смазывание. При окружных скоростях зубчатых ко-лес $V \leq 12,5$ м/с применяют картерное смазывание (см. рис. 2). Объем заливаемого в картер масла обусловлен типом редуктора и переда-ваемой мощностью, а уровень масляной ванны определяется необ-ходимостью 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 вы-соких окружных скоростях колес рекомендуется струйное смазыва-ние: масло подается насосом в зону контакта зубьев.

Подшипники смазывают разбрызгиванием масла зубчатыми ко-лесами, последующего его стекания со стенок и конденсации. Под-шипники быстровращающихся валов, т.е. в местах интенсивного разбрызгивания, защищают маслоотражательными кольцами 24 (см. рис.2). При $V \leq 4$ м/с применяют консистентный (пластичный) сма-зочный 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 преду-смотрено 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. Кон-троль 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 кор-пусе от нагрева и выдавливания масла через уплотнения предусмот-рена отдушина 29.

4.4. Геометрические параметры зубчатого колеса и передачи

Рассмотрим геометрические параметры зубчатого колеса (рис. 4).

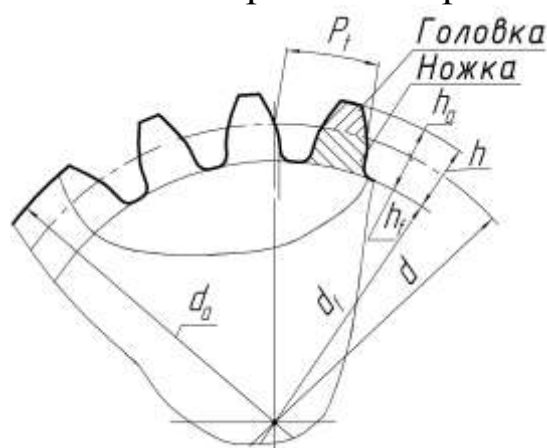


Рис. 4. Геометрические параметры зубчатого венца цилиндрического колеса

Окружной P_t и нормальный P_n шаги равны

$$P_t = \pi d_i / z_i \quad \text{и} \quad P_n = P_t \cos \beta,$$

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

$$m_t = P_t / \pi = d_i / z_i;$$

$$m_n = m_t \cos \beta,$$

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

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

- делительный $d_i = \frac{m_n}{\cos \beta} z_i$;
- вершин зубьев $d_{ai} = d_i \pm 2h_a$ (знак «+» – для колес с наружными зубьями, а «-» – с внутренними);
- впадин $d_{fi} = d_i \mp 2h_f$,

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

$$h_a = m_n \quad \text{и} \quad h_f = 1,25m_n.$$

Тогда высота зуба

$$h = 2,25m_n.$$

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

Основной геометрический параметр зубчатой цилиндрической передачи – межосевое расстояние

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

4.5. Силы, действующие в косозубом зацеплении

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

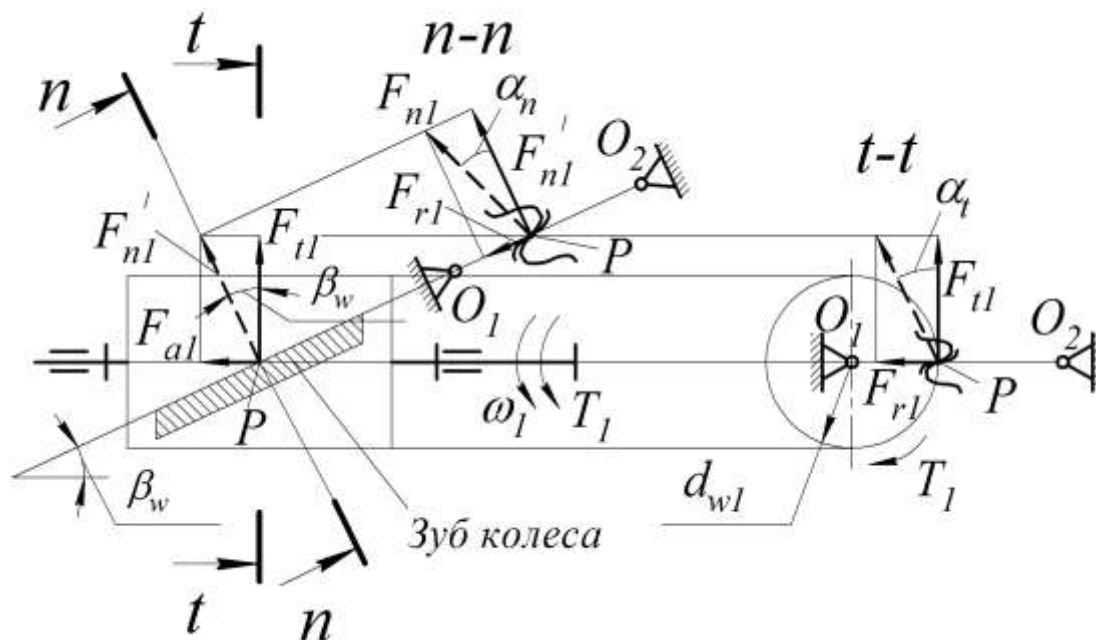


Рис. 5 Силы в косозубом зацеплении цилиндрических колес

Согласно рисунку имеем

$$F_{nl} = \{F'_{nl}, F_{rl}\} \quad \text{и} \quad F'_{nl} = \{F_{tl}, F_{al}\}.$$

Откуда

$$F_{nl} = \{F_{tl}, F_{rl}, F_{al}\}.$$

В приведенных выражениях: F_{nl} – сила, нормальная к профилю зуба; F'_n – сила, нормальная к направлению зуба; F_{al} – осевая сила; F_{tl} и F_{rl} – окружная и радиальная силы.

Видно, что

$$F_{t1} = 2T_1/d_{w1} ,$$

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha_n/\cos\beta_w = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha_b,$$

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg}\beta_w,$$

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

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 , наибольшую 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.

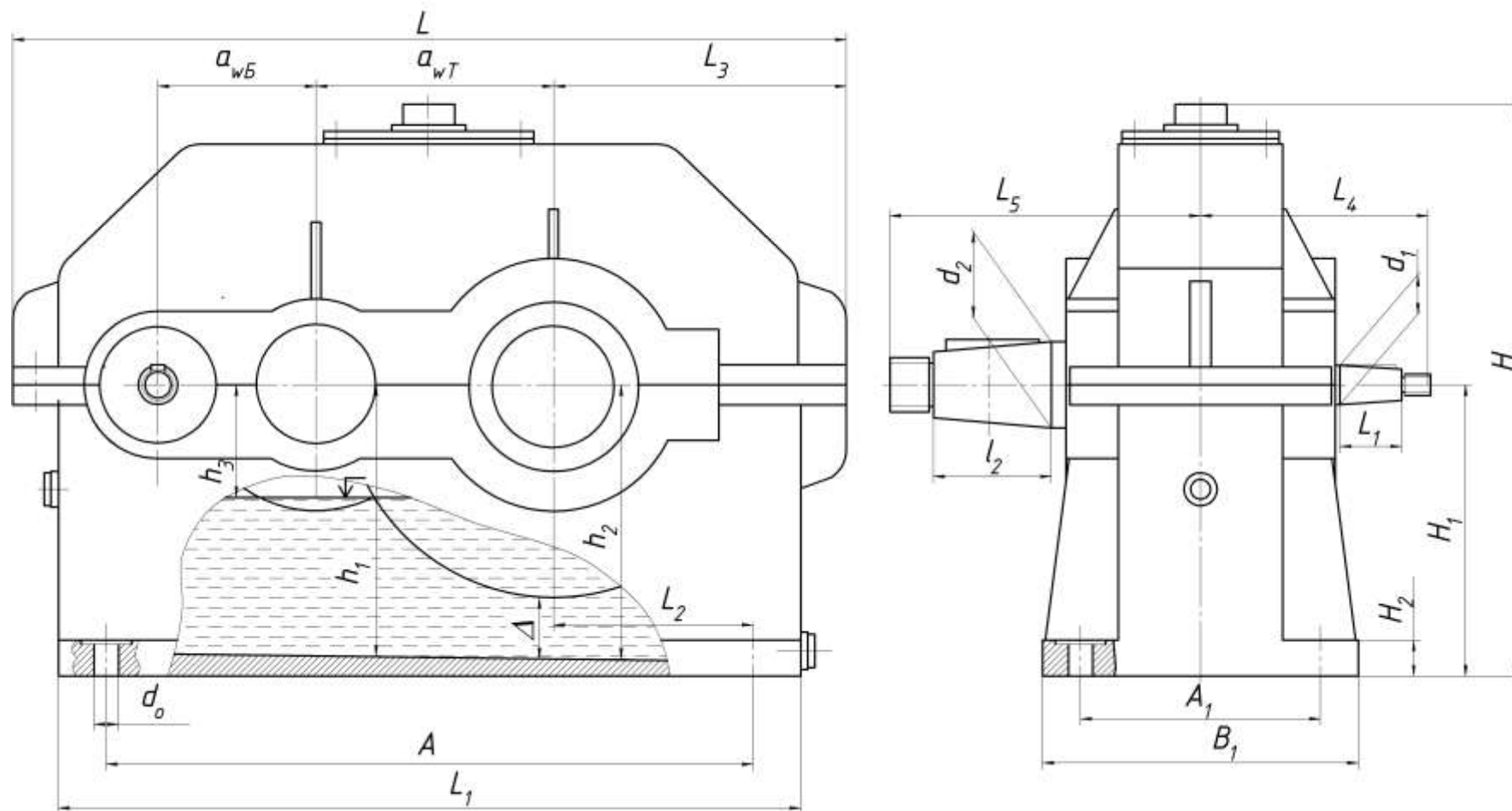


Рис. 6. Основные размеры редуктора

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

$$a_{wБ}^* = A_1 - 0,5(D_1 + D_2),$$

а также тихоходной

$$a_{wТ}^* = A_2 - 0,5(D_2 + D_3).$$

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:

$$\Psi_{ba(Б)} = b_{wБ} / a_{wБ}, \quad \Psi_{ba(Т)} = b_{wТ} / a_{wТ}$$

и сравнить со стандартными значениями (приложение А).

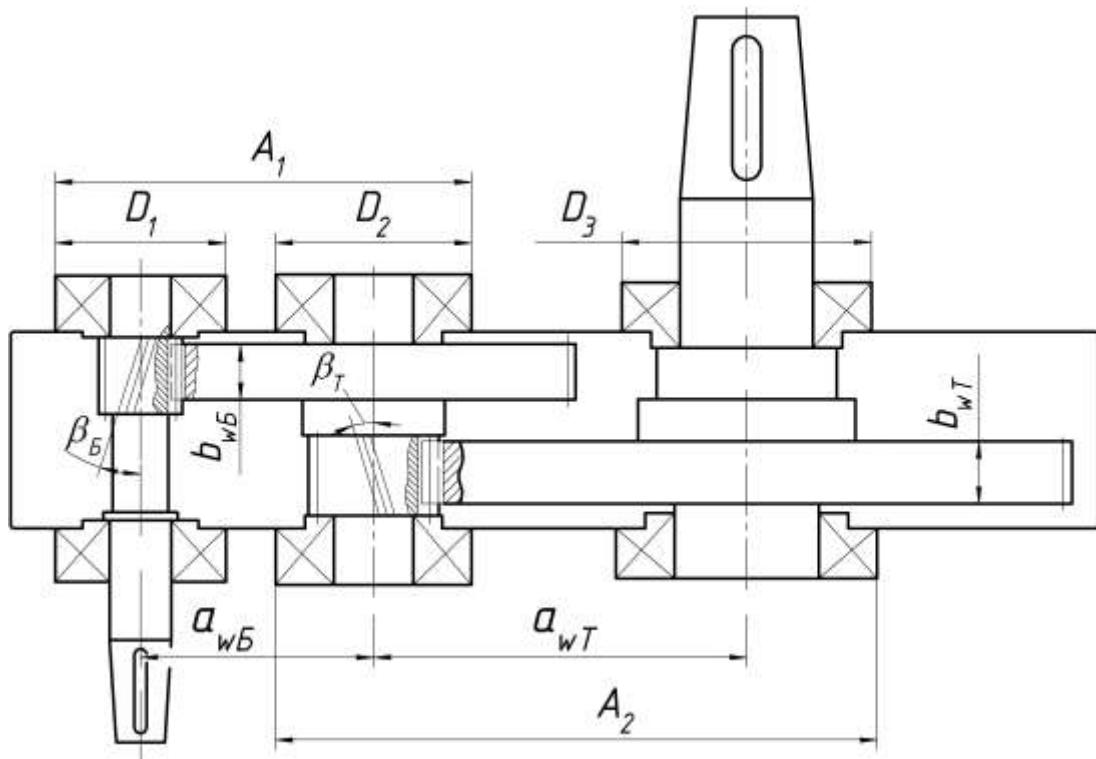


Рис. 7. Измеряемые параметры редуктора

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

$$u_{Б} = z_{2Б} / z_{1Б}, \quad u_{Т} = z_{2Т} / z_{1Т}.$$

5.3.4. С помощью угломера найти угол наклона зубьев β_B , β_T .

5.3.5. Подсчитать нормальный модуль для обеих ступеней

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

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, %,

$$(h_2 - h_1)100 / a_{wТ}.$$

5.4.3. Приняв за максимальный уровень масла размер

$$h_M = 0,5 d_{a2(Т)} - 4m_n,$$

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 $H \leq 350$ НВ;

$K_{H\beta} = 1,2$ при твердости зубьев $H > 350$ НВ;

- коэффициент K_a :

$K_a = 410 \text{ МПа}^{1/3}$ при косозубом зацеплении.

6.2. Используя формулу для проектировочного расчета

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

вычислить вращающий момент на тихоходном валу

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

В формуле (1) a_{wT} , мм; T_T , Н·м.

Тогда мощность на тихоходном валу

$$P_T = T_T \omega_T, \quad (2)$$

где ω_T – угловая скорость этого вала,

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

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, вращающимися 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.

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.