

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 19.09.2024 19:08:52
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИИ

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

Кафедра механики, мехатроники и робототехники

УТВЕРЖДАЮ
проректор по учебной работе
О.Г. Локтионова
2017 г.



ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Методические указания к выполнению лабораторных работ для
студентов направления подготовки 15.03.06. «Мехатроника и
робототехника»

Курск 2017

УДК 621

Составители: Е.Н. Политов

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент В.Я. Мищенко

Прикладная механика: методические указания по выполнению лабораторных работ для студентов направления подготовки 15.03.06. «Мехатроника и робототехника» / Юго-Зап. гос. ун-т; сост. Е.Н. Политов. Курск, 2017. 50 с.: ил. 17, табл. 6. Библиогр.: с. 50.

Изложены теоретические предпосылки, описание и конкретные методические указания к лабораторным работам по дисциплинам «Механика», «Прикладная механика» и «Техническая механика».

Материалы соответствуют требованиям программы, утверждённой учебно-методическим объединением.

Предназначены для студентов направления 15.03.06 Мехатроника и робототехника и других родственных направлений всех форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 09.01.2017. Формат 60x84 1/16
Усл.печ.л. 3,1 Уч.-изд.л.2,8 Тираж 30 экз. Заказ. Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040 Курск, ул. 50 лет Октября, 94

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ФРИКЦИОННОГО ВАРИАТОРА

Цель работы: изучение конструкций и кинематических характеристик фрикционных передач.

Общие теоретические положения

Фрикционной передачей называют механизм, в котором движение одного жесткого звена преобразуется в движение другого жесткого звена за счет сил трения.

Во фрикционных передачах вращательное движение ведущего звена преобразуется или во вращательное или в поступательное движение ведомого звена. Передачи могут иметь как постоянное передаточное отношение (рис.4.1), так и переменное (рис.4.2 – 4.4). В последнем случае передача называется вариатором.

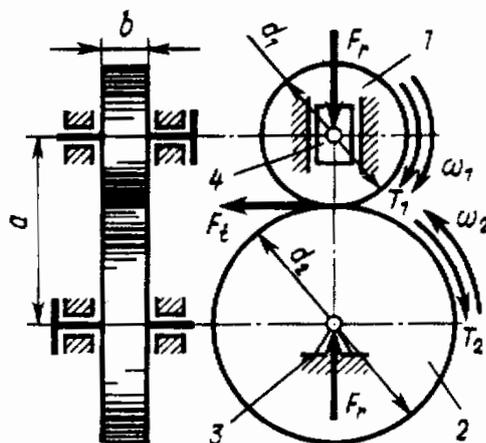


Рис.1.1. Схема фрикционного механизма: 1- ведущий каток; 2 – ведомый каток; 3 – неподвижная опора; 4 – подвижная опора

Достоинства передач: простота конструкции, плавность и бесшумность работы, возможность бесступенчатого регулирования угловых скоростей.

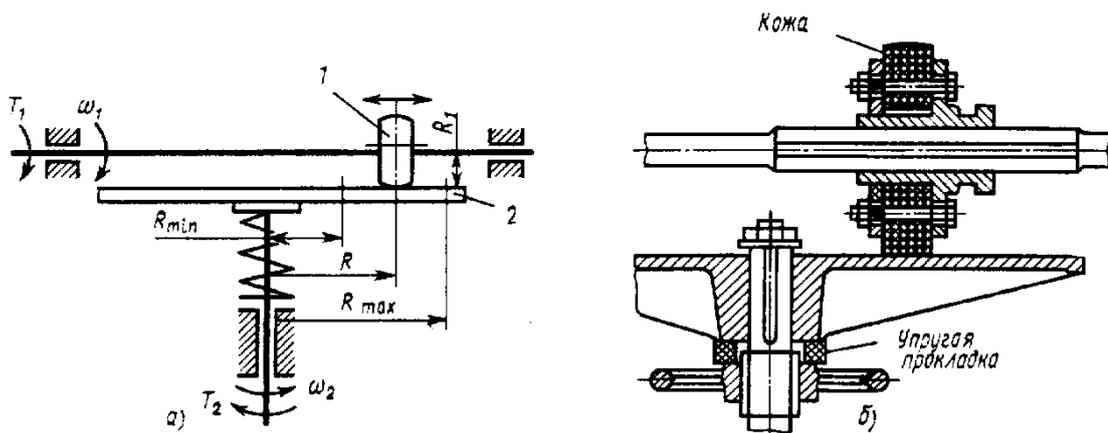


Рис.1.2. Схема фрикционного вариатора:
1 – ведущий каток; 2- ведомый диск

Недостатки: большое давление на валы и опоры, необходимость регулировки силы прижатия катков, сравнительно высокий износ.

Фрикционные механизмы характеризуется передаточным отношением. С учетом коэффициента проскальзывания ε можно записать для передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}; \quad (1.1)$$

для вариатора

$$u_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = -\frac{R_{\max}}{R_1}; \quad u_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = -\frac{R_{\min}}{R_1}; \quad (1.2)$$

где d_1 и d_2 - соответственно диаметры ведущего и ведомого катков; R_{\max} , R_{\min} и R_1 - соответственно радиусы диска и ведущего колеса.

В различных мехатронных устройствах нашли применение вариаторы различных типов.

Рассмотрим некоторые конструкции вариаторов.

Лобовые вариаторы (см. рис.4.2). Ведущий каток 1 радиуса R_1 , устанавливается на валу на скользящей шпонке и может перемещаться вдоль оси. Ведомый каток 2 радиуса R_2 закреплен на валу неподвижно. За счет нажимного устройства создается сила трения, необходимая для работы вариатора. Бесступенчатое изменение угловой

скорости в этом вариаторе достигается перемещением вдоль вала ведущего катка 1; при этом $R_1 = \text{const}$; $R_2 \neq \text{const}$. Отсюда передаточное число

$$u \approx R_2/R_1 \neq \text{const},$$

здесь не учитывается проскальзывание катков, поэтому равенство приближенное.

Лобовой вариатор позволяет изменять направление и частоту вращения ведомого вала, останавливать его на ходу без выключения привода.

Торовые вариаторы (см. рис. 1.3). На концы валов насажены две торовые чашки 1 и 2. Вращение от ведущей чашки к ведомой передается промежуточными дисками 3, свободно вращающимися на осях 4. Угловая скорость ведомой чашки изменяется при одновременном повороте осей 4 вокруг шарнира 5. При этом изменяются радиусы R_1 и R_2 чашек 1 и 2, т. е. $R_1 \neq \text{const}$; $R_2 \neq \text{const}$. Отсюда $u \approx R_2/R_1 \neq \text{const}$

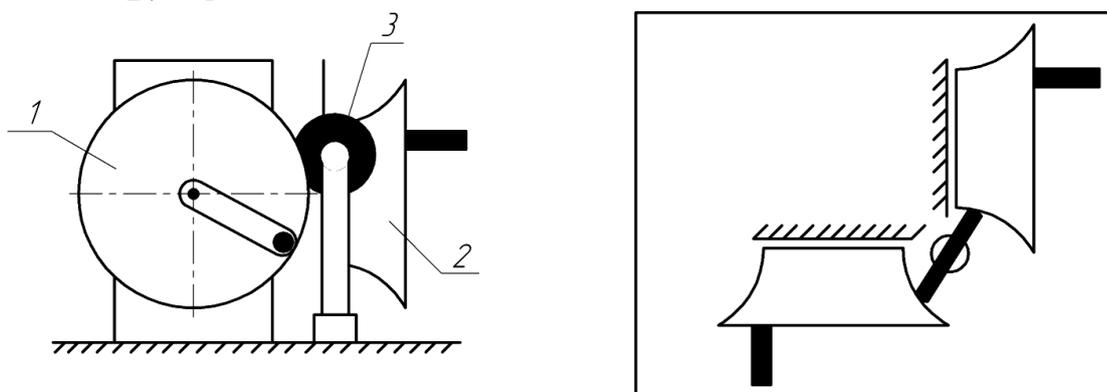


Рис. 1.3. Торовый вариатор: 1 — ведущая торовая чашка; 2 — ведомая торовая чашка; 3 — ролик; 4 — оси дисков; 5 — шарниры осей

Вариатор с коническими катками (см. рис. 1.4). На ведущем и ведомом валу установлены катки 1 и 2 с рабочими поверхностями конической формы. Вращение от ведущего катка 1 к ведомому 2 передается промежуточным диском 3 цилиндрической формы, свободно вращающимся на оси 4. Пружина 5 обеспечивает необходимую силу нажатия для нормальной работы вариатора. При перемещении промежуточного диска 3 вдоль оси 4 радиусы R_1 и R_2 ведущего 1 и ведомого 2 катков изменяются. В данной конструкции вариатора $R_1 \neq \text{const}$; $R_2 \neq \text{const}$. Отсюда

$$u \approx R_2 / R_1 \neq const$$

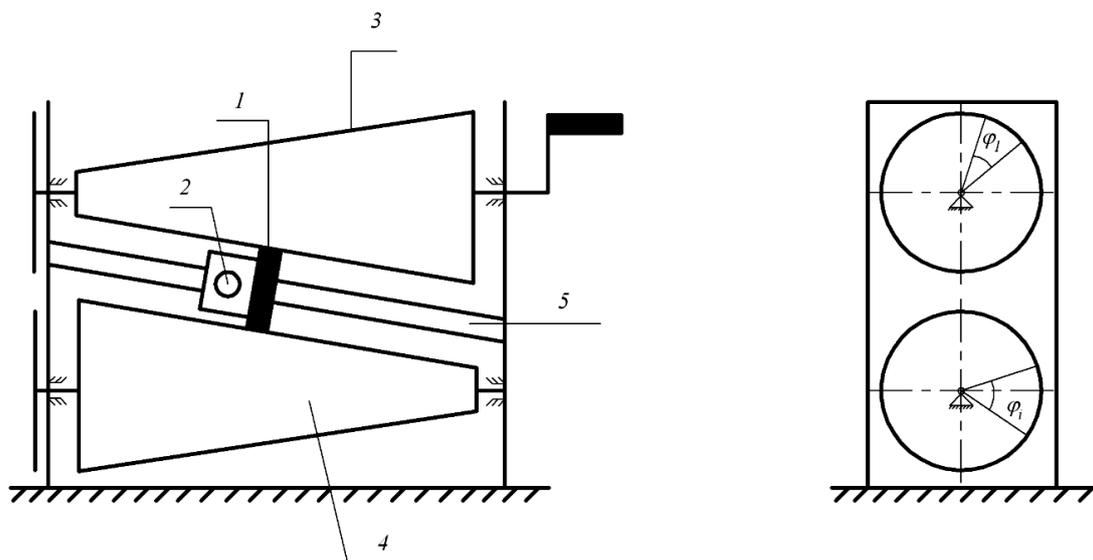


Рис.1.4. Конусный вариатор: 1 – ролик, 2 – фиксатор, 3 - ведущий каток; 4 – ведомый каток; 5 – направляющая (стойка).

Объект выполнения работы: модель фрикционного вариатора ТММ-104 (рис. 1.4).

Содержание работы

1. Ознакомиться с конструкцией вариатора и нарисовать его кинематическую схему.
2. Замерить основные геометрические параметры .
3. С помощью штангенциркуля измерить диаметры d_1 ведущего и d_2 ведомого катков в точке их касания с роликом.
4. Составить формулу для вычисления расчетного передаточного отношения от входного к выходному звену и определить его значение:

$$u_{\text{расч}} = \frac{d_2}{d_1} \quad (1.3)$$

5. Определить фактическое передаточное отношение через углы поворотов ведущего и ведомого вала. Для этого необходимо повернуть ведущий вал на угол φ_1 и измерить угол поворота φ_2 ведомого, после чего вычислить передаточное отношение по формуле

$$U_{\text{факт}} = \varphi_1 / \varphi_2 \quad (1.4.)$$

6. Определить коэффициент проскальзывания ε

$$\varepsilon = 1 - \frac{u_{\text{расч}}}{u_{\text{факт}}} \quad (1.5)$$

7. Переместить ролик в некоторое следующее положение и повторить пункты 3-6 для этого положения.

8. Определить расчетное и фактическое передаточное отношение вариатора, а также коэффициент проскальзывания для пяти фиксированных положений ролика, перемещая его от одного крайнего положения до другого.

9. Полученные результаты занести в таблицу.

10. Определить степень подвижности механизма:

$$11. W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4$$

Таблица 4.1- Результаты измерений

№	Перемещение ролика S , мм	Диаметры катков		Передаточное отношение $U_{\text{расч}}$	Угол поворота катков, °		Передаточное отношение $U_{\text{факт}}$	Коэффициент проскальзывания ε
		d_1 , мм	d_2 , мм		φ_1	φ_2		
1								
2								
3								
4								
5								

12. Построить графики зависимости расчетного передаточного отношения фрикционного вариатора и коэффициента проскальзывания от положения ролика.

13. Сформулировать выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Какая передача называется фрикционной? Что такое вариатор?
2. Перечислите преимущества и недостатки фрикционных механизмов.
3. Как определяется передаточное отношение фрикционной передачи? Как меняется передаточное отношение механизма при изменении положения ролика?
4. Чему равна степень подвижности механизма?

5. Из каких звеньев состоит механизм?
6. Что такое коэффициент проскальзывания и как он определяется?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И КИНЕМАТИКИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы – изучение конструкций и кинематических свойств ременных передач.

Общие теоретические положения

Ременные передачи относятся к передачам с гибкими связями. Ременная передача является фрикционным механизмом и служит для передачи вращательного движения на большие расстояния.

Ременная передача (рис.5.1) состоит из двух шкивов 1 и 2, связанных ремнем 3 и натяжного устройства 4, обеспечивающего передачу движения за счет сил трения.

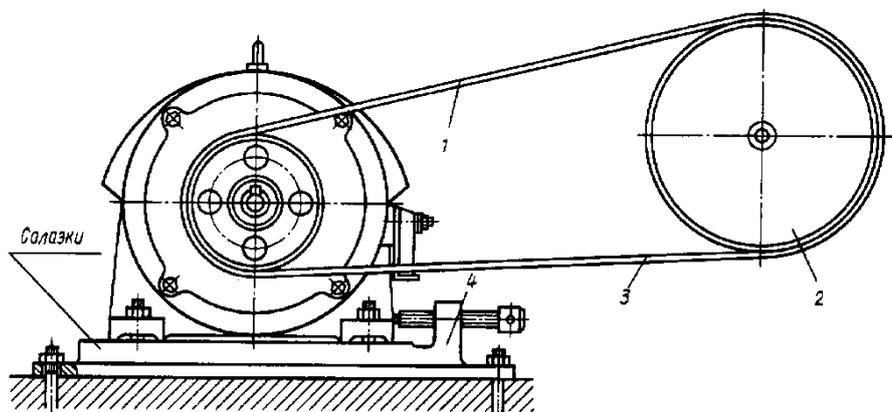


Рис.5.1. Схема ременной передачи

По типу ремней передачи делят на плоско-ременные (рис.5.2, а, б), клиноременные (рис.5.2, в) круглоременные (рис. 5.2, г, д).

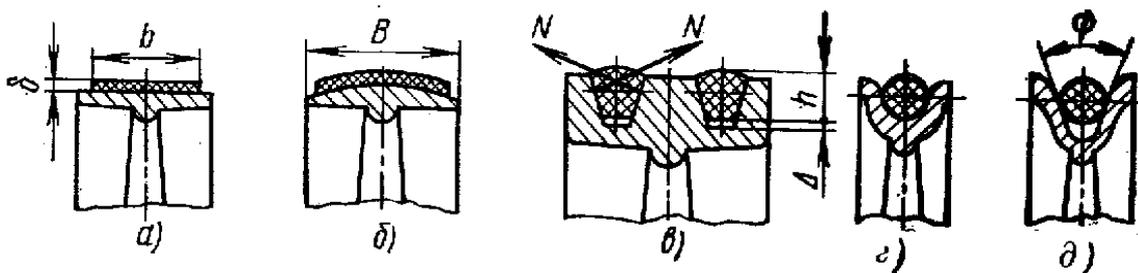


Рис.5.2. Типы ремней

Ременная передача является одним из старейших типов механических передач, сохранивших свое значение до последнего времени. Основные преимущества ременной передачи: возможность передачи движения на значительное расстояние (до 15 м и более); плавность и бесшумность работы, обусловленные эластичностью ремня и позволяющие работать при высоких скоростях: предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня; предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня; простота конструкции и эксплуатации (передача не требует смазки).

Основными недостатками ременной передачи являются: повышенные габариты (для одинаковых условий диаметры шкивов примерно в пять раз больше диаметров зубчатых колес); некоторое непостоянство передаточного отношения, вызванное зависимостью скольжения ремня от нагрузки; повышенная нагрузка на валы и их опоры, связанная с большим предварительным натяжением ремня (увеличение нагрузки на валы в 2...3 раза по сравнению с зубчатой передачей); низкая долговечность ремней (в пределах от 1000 до 5000 ч).

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях.

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: тяговая способность, определяемая силой трения между ремнем и шкивом, долговечность ремня, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости.

Окружные скорости на шкивах определяются по формулам

$$v_1 = \pi d_1 \cdot n_1 / 60; \quad v_2 = \pi d_2 \cdot n_2 / 60.$$

Учитывая упругое скольжение ремня, можно записать $v_2 < v_1$ или

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon),$$

где ε — коэффициент скольжения. При этом передаточное отношение

$$u = n_1 / n_2 = v_1 d_2 / (v_2 d_1) = d_2 / [d_1 (1 - \varepsilon)].$$

Величина ε зависит от нагрузки, поэтому в ременной передаче передаточное отношение не является строго постоянным. При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon \approx 0,0.1...0.2$. Небольшое значение ε позволяет приближенно принимать

$$u \approx d_2/d_1$$

Ременные передачи используют как понижающие при мощностях $N \leq 50 \text{ кВт}$, линейных скоростях ремня $V \approx 5-15 \text{ м/с}$ и передаточных отношениях $u \leq 4$.

Объект выполнения работы: макет клиноременной передачи.

Содержание работы

1. Используя модель, составить кинематическую схему ременной передачи. Определить тип ремня.

2. Определить основные кинематические соотношения (передаточное отношение, диаметры шкивов). Полученные данные свести в таблицу.

3. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено на угол φ_1 и измерить угол поворота φ_i выходного звена, после чего вычислить передаточное отношение по формуле

$$U_{1i} = \varphi_1 / \varphi_i$$

4. Определить степень подвижности механизма.

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4$$

5. Сформулировать выводы по работе

Контрольные вопросы

1. Какие передачи называются ременными?
2. Назовите основные типы ременных передач
3. Достоинства и недостатки ременных передач.
4. Порядок выбора ременной передачи.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И КИНЕМАТИКИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы – изучение конструкций и кинематических свойств цепных передач.

Общие теоретические положения

Цепная передача принадлежит числу передач с гибкими связями (рис.5.3). Гибким звеном является цепь, входящая в зацепление с зубьями звездочек. Следовательно, цепную передачу можно классифицировать как передачу зацеплением с гибкими связями. Зацепление позволяет обойтись без предварительного натяжения цепи.

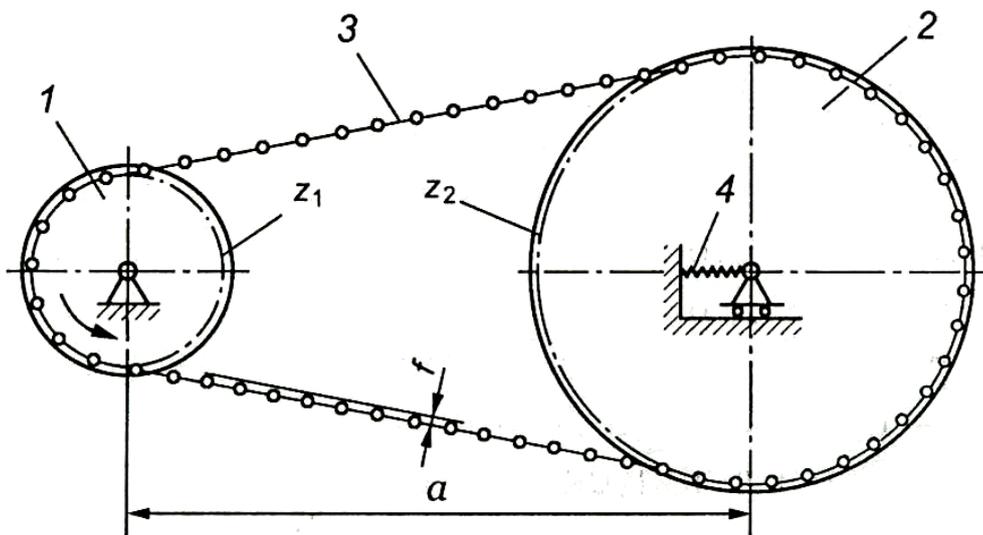


Рис. 5.3 Цепная передача:

1 – ведущая звёздочка; 2 – ведомая звёздочка; 3 – цепь;
4 – натяжное устройство

Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам:

1. По типу цепей: с роликовыми (рис.5.4,а), с втулочными (рис.5.4,б), с зубчатыми(рис.5.4,в);
2. По числу рядов цепи делят на однорядные (рис.5.4,а) и многорядные (рис.5.4,б);

3. По числу ведомых звездочек: двухзвенные (рис.5.4) и многозвенные (рис.5.5).

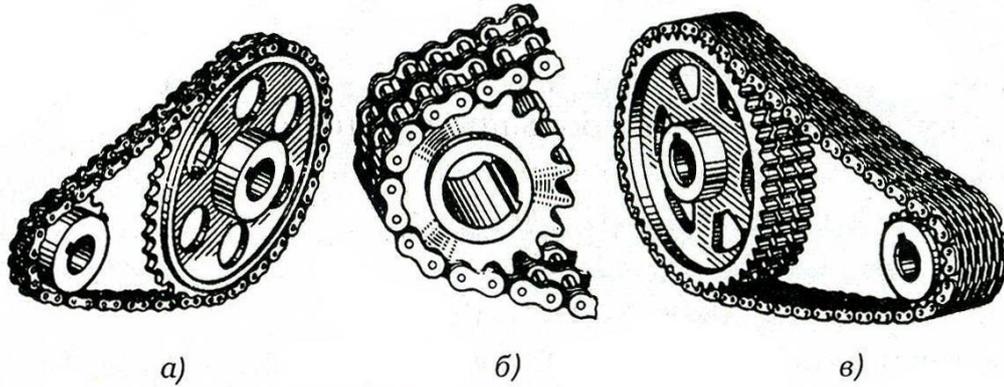


Рис. 5.4. Типы цепных передач:
 а – с роликовой цепью; б – с втулочной цепью;
 в – с зубчатой цепью

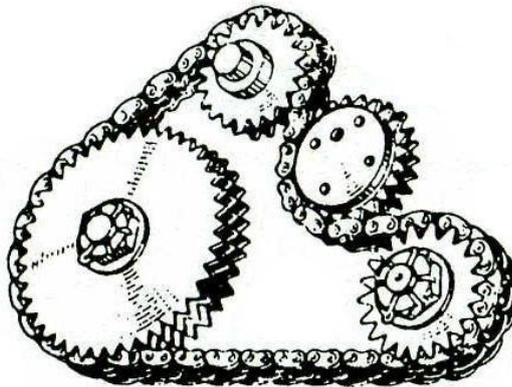


Рис. 5.5. Многозвенная цепная передача

На рис.5.6 - 5.8 показаны конструкции приводных цепей.

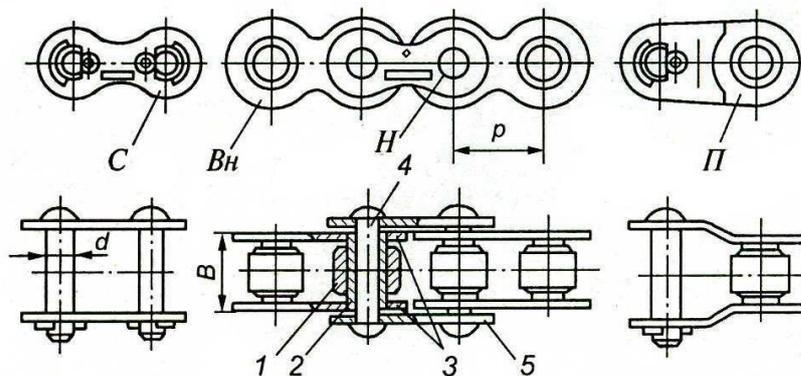


Рис. 5.6. Роликовая цепь:

1 – ролик; 2 – втулка; 3 – пластины внутреннего звена; 4 – валик; 5 – пластины наружного звена

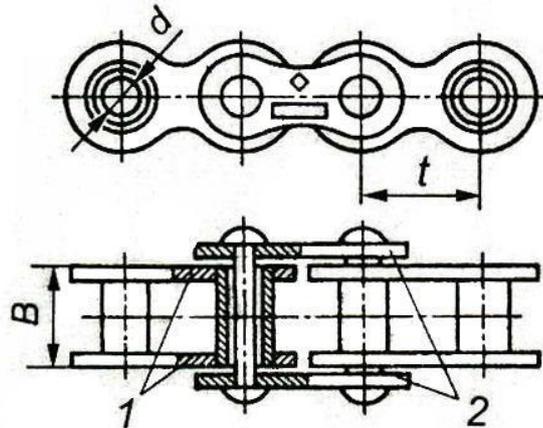


Рис. 5.7. Втулочная цепь:

1 - пластины внутреннего звена; 2 – пластины наружного звена

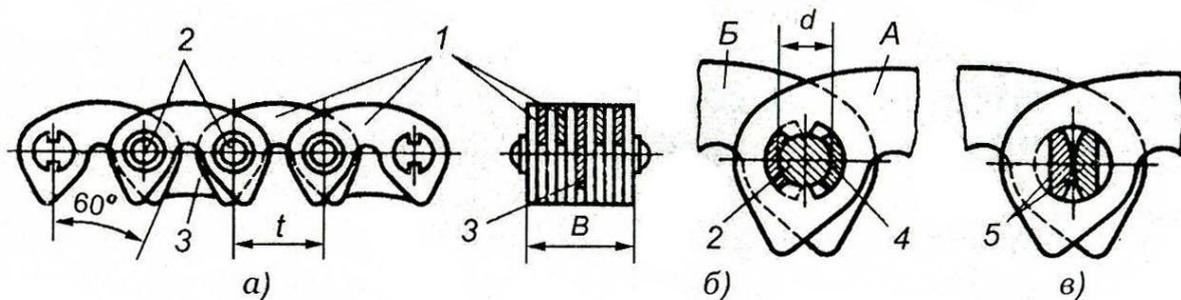


Рис. 5.8. Зубчатая цепь:

1 – пластины; 2 – валики; 3 – направляющие пластины; 4 – шарнир; 5 - призмы

Основные геометрические соотношения цепных передач следующие.

Передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1},$$

где ω_1, ω_2 – угловая скорость соответственно ведущей и ведомой звёздочки; z_1, z_2 – число зубьев соответственно ведущей и ведомой звёздочки

Передаточное отношение цепных передач обычно находится в диапазоне $U = 2 - 6$

Межосевое расстояние

$$a \geq (30 - 50)t,$$

где t - шаг цепи.

Допускаемая величина стрелы провисания

$$f = (0,002 - 0,004)a.$$

Делительный диаметр звездочки

$$d = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}.$$

Достоинство цепной передачи: высокий КПД (0.95 – 0.97), отсутствие проскальзывания цепи, меньшие, чем в ременных передачах нагрузки на валы, возможность передачи крутящего момента на сравнительно большие расстояния.

Недостатки: шум, необходимость применения натяжных устройств.

Содержание работы

1. Используя модель, составить кинематическую схему цепной передачи. Определить тип цепи.

2. Определить основные кинематические соотношения (передаточное отношение, шаг цепи, делительные диаметры звездочек). Полученные данные свести в таблицу.

3. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено на угол φ_1 и измерить угол поворота φ_i выходного звена, после чего вычислить передаточное отношение по формуле

$$U_{1i} = \varphi_1 / \varphi_i$$

4. Сформулировать выводы по работе

Контрольные вопросы

1. Какие передачи называются цепными?
2. Достоинства и недостатки цепных передач.
3. Особенности применения той или иной цепи.
4. Как определяется передаточное отношение цепной передачи?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И КИНЕМАТИКИ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: изучение конструкций и кинематических свойств конических зубчатых передач.

Общие теоретические положения

Зубчатые передачи с пересекающимися осями, у которой начальные и делительные поверхности колёс конические, называют конической. Следовательно, конические зубчатые механизмы, предназначены для передачи крутящего момента между валами, оси которых пересекаются.*

Общий вид передачи приведен на рис. 5.1.

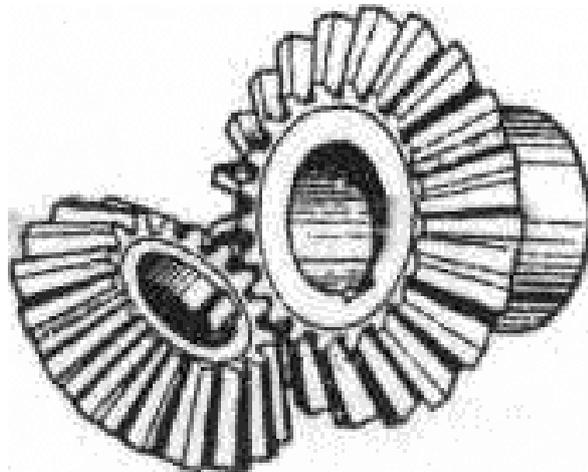


Рис. 5.1. Коническая прямозубая передача

Коническая передача состоит из двух конических зубчатых колёс (рис.5.1) и служит для передачи вращающего момента между валами с пересекающимися осями под углом $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$. Наиболее рас-

* В гипоидных передачах оси валов не пересекаются, а скрещиваются.

пространена в машиностроении коническая передача с углом между осями $\Sigma = 90^\circ$, но могут быть передачи и с $\Sigma > 90^\circ$.

Колеса конических передач выполняют с прямыми (рис. 5.2, *а*), косыми (рис. 5.2, *б*), круговыми зубьями (рис. 5.2, *в*).

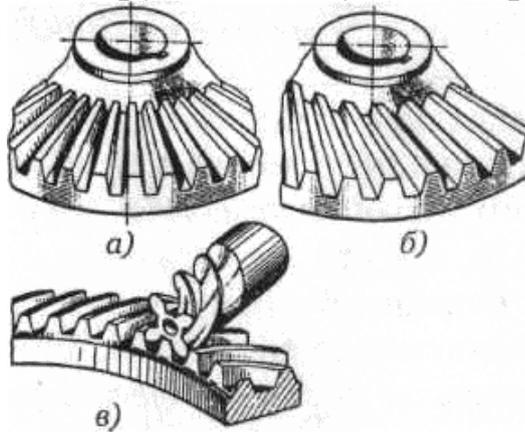


Рис. 5.2. Конические зубчатые колеса: *а* — колесо с прямыми зубьями; *б* — колесо с косыми зубьями; *в* — колесо с круговыми зубьями

Передачу с коническими колесами для передачи вращающего момента между валами со скрещивающимися осями называют гипоидной (рис. 5.3). Эта передача находит применение в автомобилях.

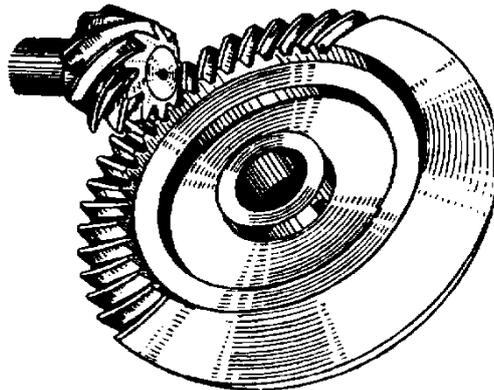


Рис.5.3. Гипоидная передача

Геометрические параметры конических зубчатых колес схематично представлены на рис. 5.4, 5.5.

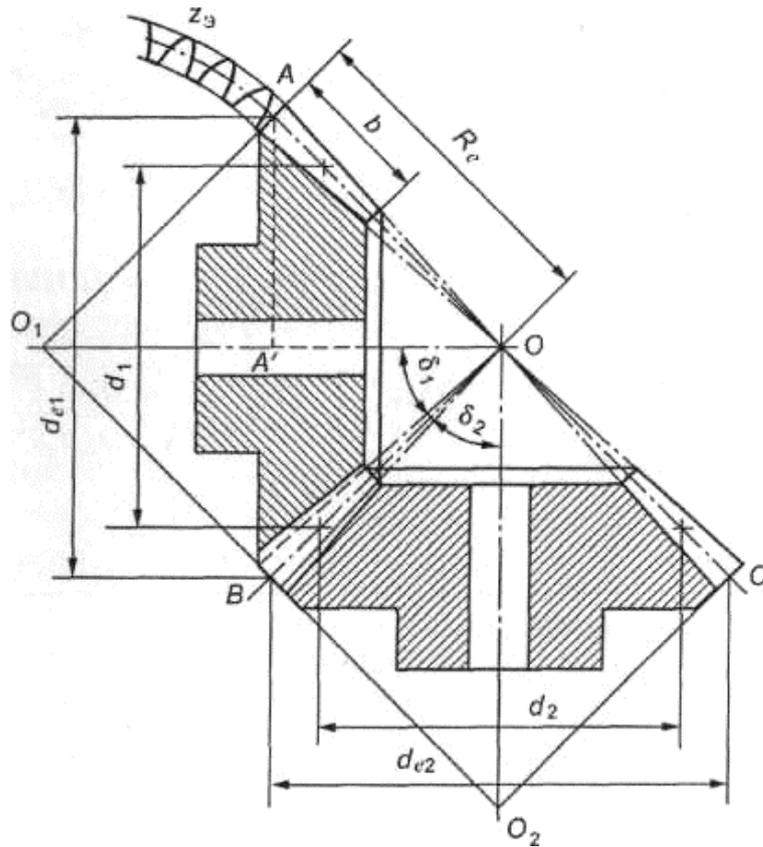


Рис. 5.4. Геометрические параметры конических зубчатых колес

Вершины начальных и делительных конусов конической передачи находятся в точке пересечения осей валов O (рис. 5.5). Высота и толщина зубьев уменьшаются по направлению к вершинам конусов.

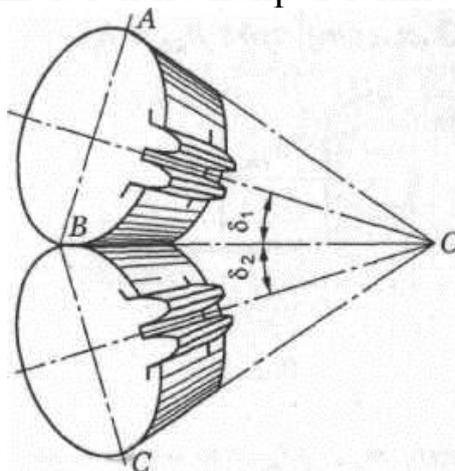


Рис. 5.5. Коническая прямозубая передача

Геометрические параметры конической передачи (рис. 5.4 и 5.5):

AOB - делительный конус шестерни;

BOC - делительный конус колеса;
 AO_1B - делительный дополнительный конус шестерни;
 BO_2C - делительный дополнительный конус колеса;
 δ_1 - угол делительного конуса шестерни;
 δ_2 - угол делительного конуса колеса;
 d_{e1} - внешний делительный диаметр шестерни;
 d_{e2} - то же, колеса;
 d_1 - средний делительный диаметр шестерни;
 d_2 - то же, колеса;
 b - ширина зубчатого венца (длина зуба);
 R - внешнее делительное конусное расстояние (или длина дистанции)

В конической передаче может быть бесчисленное множество делительных окружностей. Для расчета в машиностроении принимают только внешнюю и среднюю делительные окружности (см. рис. 5.4).

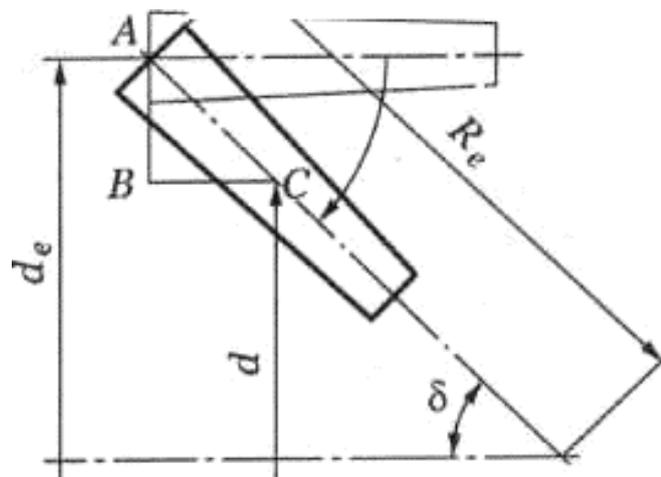


Рис. 5.6. Зуб конического колеса

Из условия, что в конической передаче модуль и делительный диаметр связаны теми же соотношениями, что и в цилиндрических передачах, т. е. $d = mz$ (рис. 5.6), определяют внешний d_e и средний d_m делительные диаметры:

$$d_e = m_e z; \quad d_m = m_m z;$$

где m_e — внешний окружной модуль; m_m — средний окружной модуль.

Основные геометрические параметры конических колес представлены в таблице 5.1

Таблица 5.1 - Основные геометрические параметры конических колес

Параметр, обозначение	Расчетные формулы
Внешний окружной модуль m_e	$m_e = \frac{d_e}{z}; m_e = \frac{2R_e \sin \delta}{z}$
Средний окружной модуль m	$m = m_e - \frac{b}{z} \sin \delta$
Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae}	$d_{ae} = m_e (z + 2 \cos \delta)$
Внешний делительный диаметр d_e	$d_e = m_e z$
Внешний диаметр впадин зубьев d_{fe}	$d_{ae} = m_e (z - 2.4 \cos \delta)$
Высота зуба h_e	$h_e = 2.2m_e$
Высота головки зуба h_{ae}	$h_{ae} = m_e$
Высота ножки зуба h_{fe}	$h_{fe} = 1.2m_e$
Окружной шаг p_{te}	$p_{te} = \pi m_e$
Окружная толщина зуба S_{te}	$S_{te} = \frac{\pi m_e}{2}$
Окружная ширина впадины e_{te}	$e_{te} = \frac{\pi m_e}{2}$
Радиальный зазор c_e	$c_{te} = 0.25m_e$
Ширина зубчатого венца b	$b = \psi_{de} d_1$
Внешнее делительное конусное расстояние R_e	$R_e = \frac{m_e z}{2 \sin \delta}$
Угол делительного конуса шестерни δ_1	$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$
Угол делительного конуса колеса δ_2	$tg \delta_2 = u$

Передаточное отношение конической передачи определяется так:

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2, \quad (5.1)$$

где ω_1, ω_2 – угловая скорость шестерни и колеса; n_1, n_2 – частота вращения соответственно ведущего и ведомого валов; z_1, z_2 – число зубьев шестерни и конического колеса соответственно.

Передаточное отношение конических передач не имеет знака, т.к. оси валов пересекаются. Обычно его значение лежит в диапазоне: $U = 2 - 6$.

Коэффициент полезного действия конических передач несколько ниже, чем для цилиндрических, и ориентировочно равен $\eta = 0,92 - 0,95$

Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

Схема сил показана на рис.5.7. В рассматриваемой передаче действует одна сила, обусловленная давлением зуба шестерни на зуб колеса. Эта сила для удобства расчетов раскладывается на 3 составляющие: окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a .

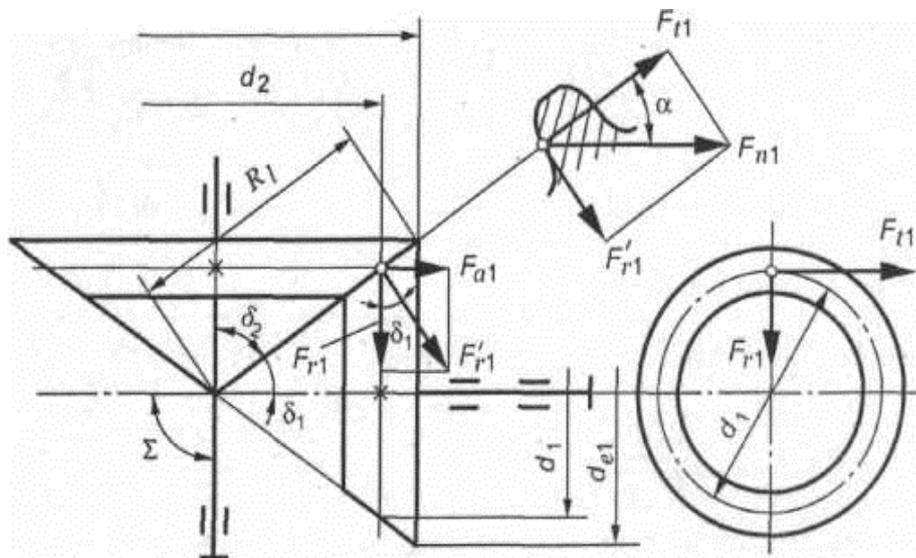


Рис. 5.7. Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

С учетом геометрических соотношений в конической передаче по нормали к зубу действует сила F_{ln} (рис. 5.7). Эту силу разложим на две составляющие: F_{tl} и F'_{rl} . В свою очередь F'_{rl} разложим на F_{al} и F_{ri} . Запишем:

$$F_{t1} = 2T_1 / d_1; F_{n1} = F_{r1} / \cos \alpha; F'_{r1} = F_{r1} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_{r1} = F'_{r1} \cos \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$$

$$F_{a1} = F'_{r1} \sin \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

$$F_{t2} = F_{t1}; F_{r2} = F_{a1}; F_{a2} = F_{r1}$$

Осевая сила на шестерне численно равна радиальной силе на колесе.

Недостатки конических передач следующие:

- пониженная нагрузочная способность по сравнению с цилиндрическими зубчатыми механизмами с аналогичными геометрическими характеристиками;
- сложности изготовления и монтажа передачи (одно из колес, как правило, шестерню приходится располагать консольно).

По стоимости конические передачи дороже цилиндрических при равных силовых параметрах. Их применение диктуется только необходимостью передавать момент при пересекающихся осях валов. **Объект выполнения работы:** макет конической передачи (рис. 5.8).

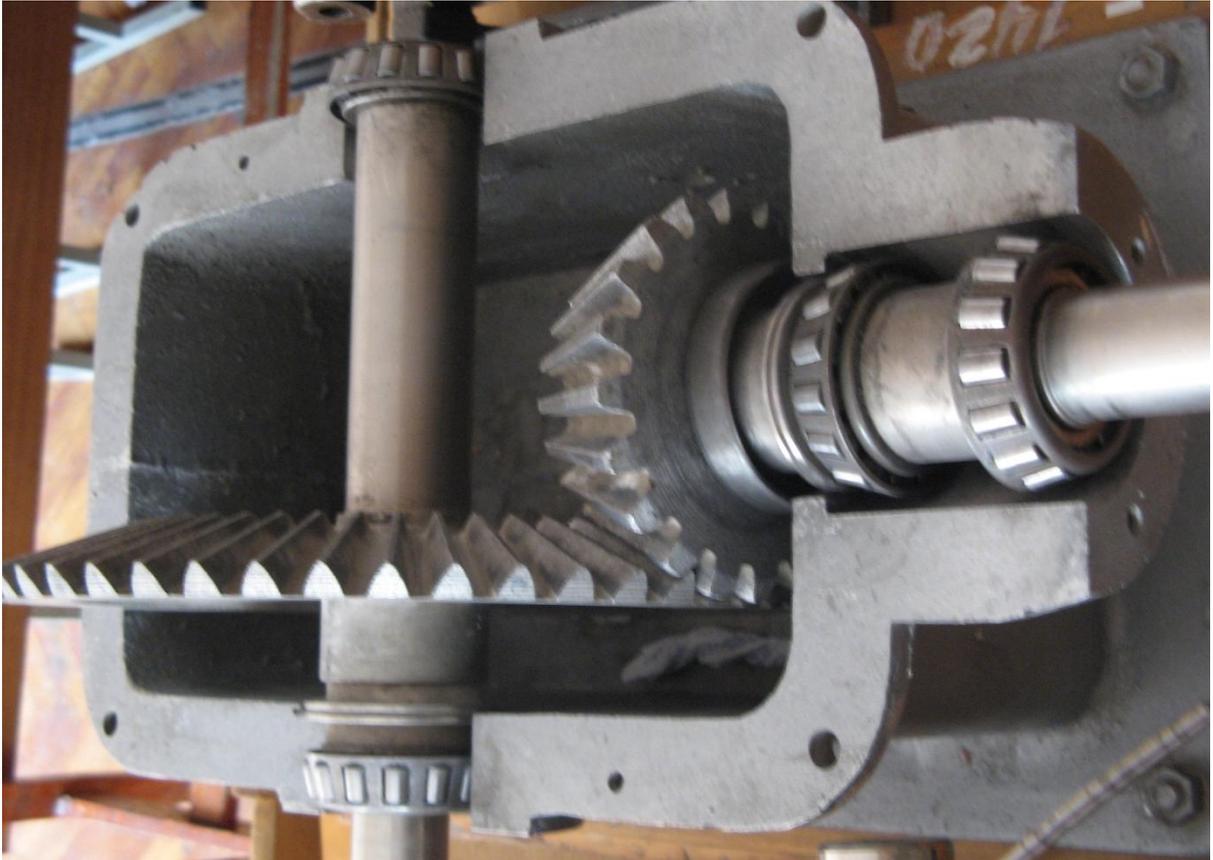


Рис. 5.8. Лабораторный макет конической передачи

Содержание работы

1. Используя модель, составить кинематическую схему конической передачи. Определить форму зубьев.
2. Определить основные кинематические соотношения (передаточное отношение, модуль, делительные диаметры, углы делительных конусов, и др. Данные свести в таблицу.
3. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено на угол φ_1 и измерить угол поворота φ_i выходного звена, после чего вычислить передаточное отношение по формуле

$$U_{1i} = \varphi_1 / \varphi_i$$

4. Определить степень подвижности механизма по формуле:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

5. Сформулировать выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены конические передачи?
2. Преимущества и недостатки конических передач
3. Основные геометрические соотношения
4. Как определяется передаточное отношение механизма?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

**ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И КИНЕМАТИКИ
ВИНТОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Цель работы: изучение конструкций и кинематических свойств винтовых зубчатых передач.

Общие теоретические положения

Основные теоретические положения изложены в работе 4.

Винтовая зубчатая передача предназначена для передачи крутящего момента между валами, оси которых скрещиваются.

Общий вид передачи представлен на рис. 6.1.

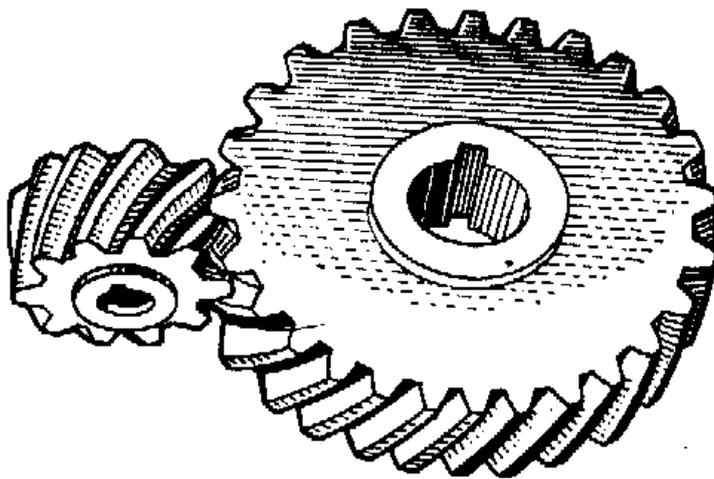


Рис. 6.1. Винтовая передача

Винтовая передача состоит из 2 косозубых колес, расположенных в перпендикулярных плоскостях, так, что их оси не пересекаются.

Объект выполнения работы: макет винтовой зубчатой передачи (рис. 6.2).



Рис. 6.2. Лабораторный макет винтовой передачи

Содержание работы

1. Используя модель, составить кинематическую схему конической передачи. Определить форму зубьев.
2. Определить основные кинематические соотношения (передаточное отношение, модуль, делительные диаметры, межосевое расстояние и др.) Данные свести в таблицу.
3. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено (шестерню) на угол φ_1 и измерить угол поворота φ_i выходного звена, после чего вычислить передаточное отношение по формуле

$$U_{1i} = \varphi_1 / \varphi_i$$

4. Определить степень подвижности механизма по формуле:
$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$
5. Сформулировать выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Назначение и область применения винтовой зубчатой передачи.
2. Основные геометрические и кинематические характеристики.
Преимущества и недостатки винтовой передачи.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВАЛА

Задание

1 Построить трехмерную модель вала в соответствии со схемой, изображенной на рис. 1, выбирая номер варианта с численными значениями параметров из табл. 1, двумя приведенными в методическом пособии способами.

2 На каждой ступени вала построить фаску $1 \times 45^\circ$.

3 Между всеми ступенями вала построить радиусы скругления 1 мм.

4 Построить на валу два шпоночных паза на ступенях вала № 3 и № 5 в соответствии с ГОСТ 23360-78, используя рис. 2 и численные данные табл. 2. В табл. 1 указан угол между двумя шпоночными пазами. Располагать шпоночный паз симметрично относительно ступени вала.

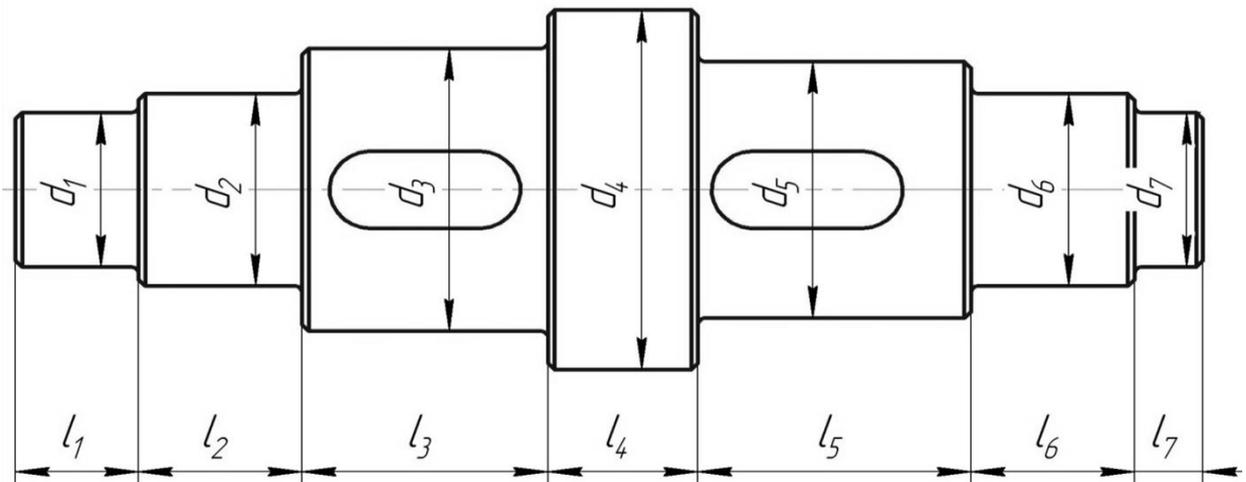


Рис. 1 Схема вала

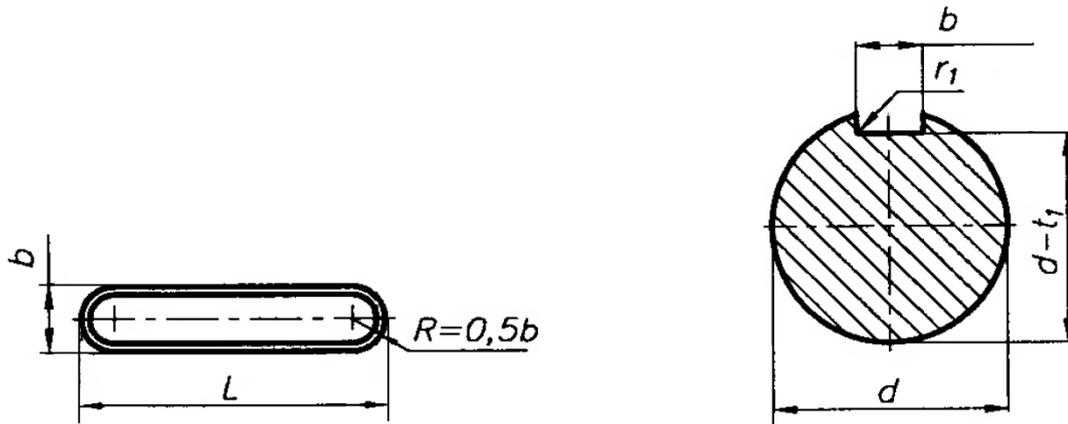


Рис. 2 Выполнение шпоночного паза на валу

Табл. 2 - Размеры сечений шпоночных пазов, мм

d		b	L	t ₁
Св.	до			
6	8	2	6÷2 0	1,2
8	10	3	6÷3 6	1,8
10	12	4	8÷4 5	2,5
12	17	5	10÷ 56	3,0
17	22	6	14÷ 70	3,5
22	30	8	18÷ 90	4,0
30	38	10	22÷ 110	5,0
38	44	12	28÷ 140	5,0

$l_2=l_6=L_v+B$, где L_v – длина втулки, B – ширина подшипника качения.

Табл. 1 - Численные значения параметров вала

№	d_1	d_2, d_6	d_3	d_4	d_5	d_7	l_1	l_3	l_4	l_5	l_7	L_v	∠ меж- ду шпо- ночными пазами, °
1	7	8	10	16	11	6	12	14	5	13	12	8	0
2	10	12	14	20	16	8	16	21	11	16	18	10	90
3	8	10	12	20	14	7	15	18	6	16	16	6	180
4	13	15	18	26	20	11	13	20	10	18	14	5	0
5	12	17	20	30	24	14	10	18	16	22	17	7	90
6	7	10	13	18	12	8	18	14	11	18	14	9	180
7	7	9	11	17	12	6	14	18	13	12	14	10	0
8	14	20	24	34	28	16	11	22	11	24	20	12	90
9	18	25	30	38	32	20	15	28	10	30	13	11	180
10	9	12	16	24	17	10	14	18	7	16	20	10	0
11	12	15	20	26	18	13	12	20	12	18	19	12	90
12	6	9	12	20	13	7	17	14	11	16	22	7	180
13	18	20	26	35	28	19	14	24	10	22	14	8	0
14	13	17	22	28	20	12	13	18	8	20	20	9	90
15	17	20	28	34	24	15	17	22	11	24	17	6	180
16	6	10	14	19	13	8	10	14	9	18	12	10	0
17	11	15	21	27	20	13	12	18	10	20	11	9	90
18	8	12	17	23	16	10	14	20	12	14	10	6	180
19	6	9	13	18	11	5	12	14	7	12	17	7	0
20	5	8	11	17	10	7	14	18	10	14	10	10	90
21	18	25	32	39	30	21	15	28	14	26	16	12	180
22	25	30	36	48	39	21	13	30	7	34	12	11	0
23	14	17	24	30	22	13	13	24	9	22	16	9	90
24	9	12	17	27	14	8	16	16	8	14	13	10	180

Ход выполнения работы

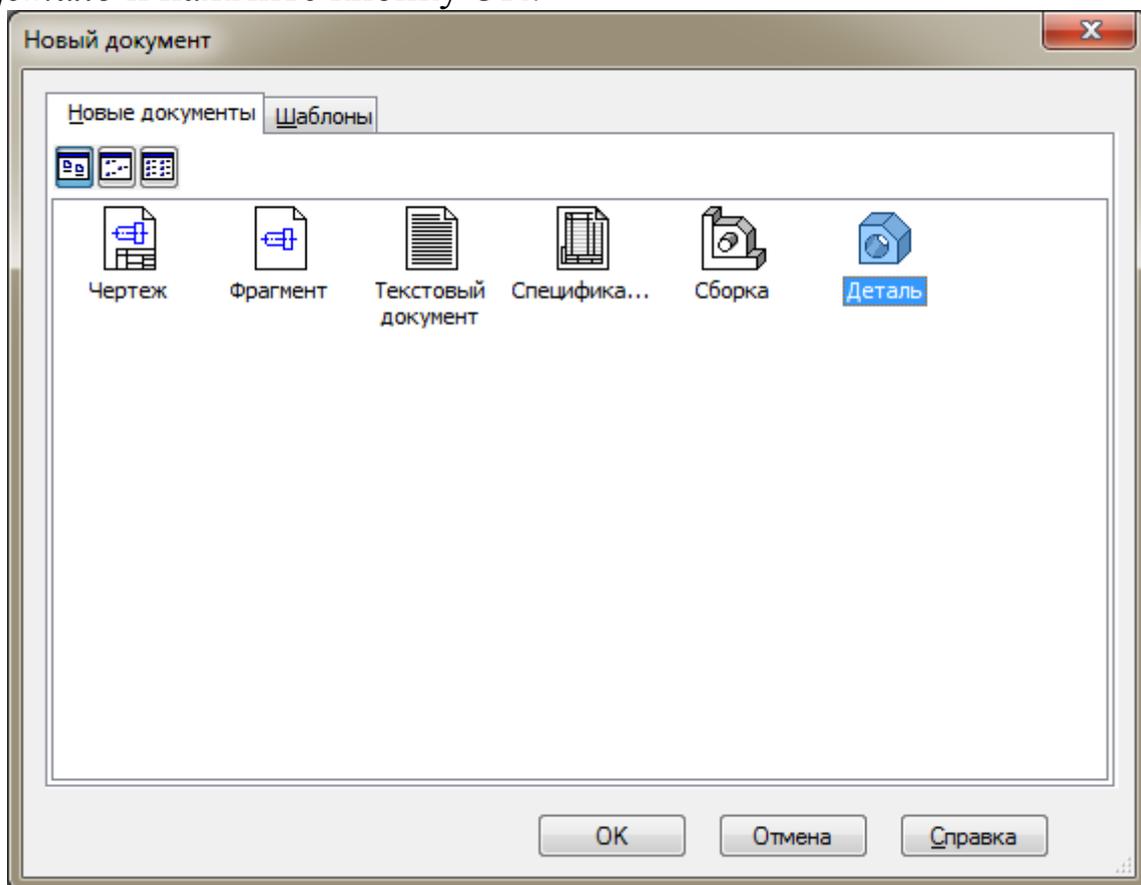
Рассмотрим построение трехмерной модели вала со следующими численными значениями параметров (мм): $d_1=24$, $d_2=30$, $d_3=44$, $d_4=56$, $d_5=40$, $d_6=30$, $d_7=24$, $l_1=18$, $l_2=24$, $l_3=36$, $l_4=22$, $l_5=40$, $l_6=24$, $l_7=10$. Угол между шпоночными пазами 0^0 .

Создание файла детали

Для создания новой детали выполните команду *Файл – Создать* или нажмите кнопку *Создать*  на панели *Стандартная*.



В диалоговом окне укажите тип создаваемого документа *Деталь* и нажмите кнопку *ОК*.



На экране появится окно новой детали. Нажмите кнопку *Сохранить*  на панели *Стандартная*.

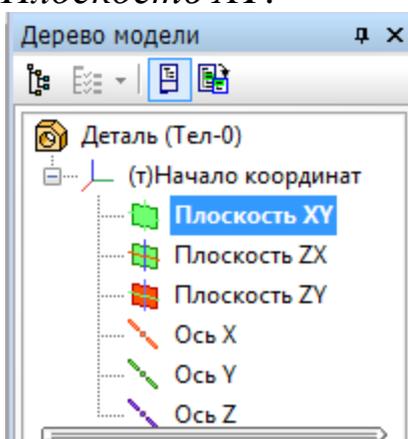
В поле *Имя файла* диалогового окна сохранения документов введите имя детали - Вал.

Нажмите кнопку *Сохранить*.

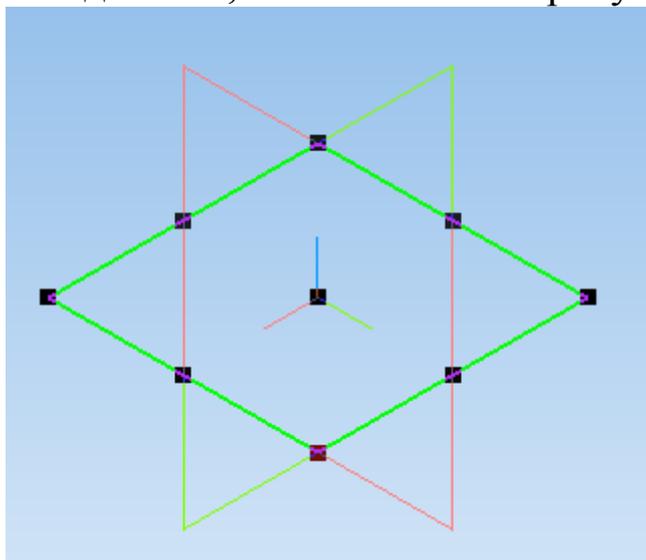
В окне *Информация о документе* просто нажмите кнопку *ОК*. Поля этого окна заполнять не обязательно.

Построение тела вращения. Способ 1

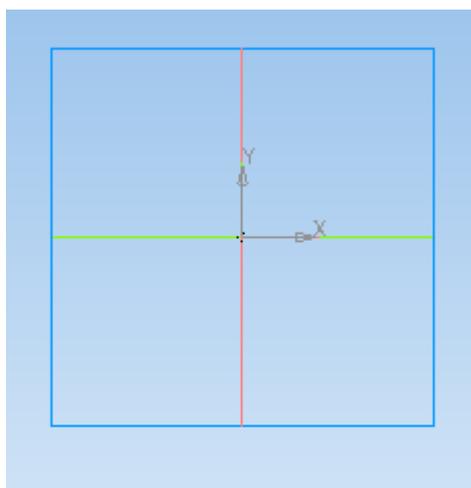
Выберите плоскость, в которой будете делать эскиз, в *Дереве модели*, например, *Плоскость XY*.



При этом она выделится, как показано на рисунке.

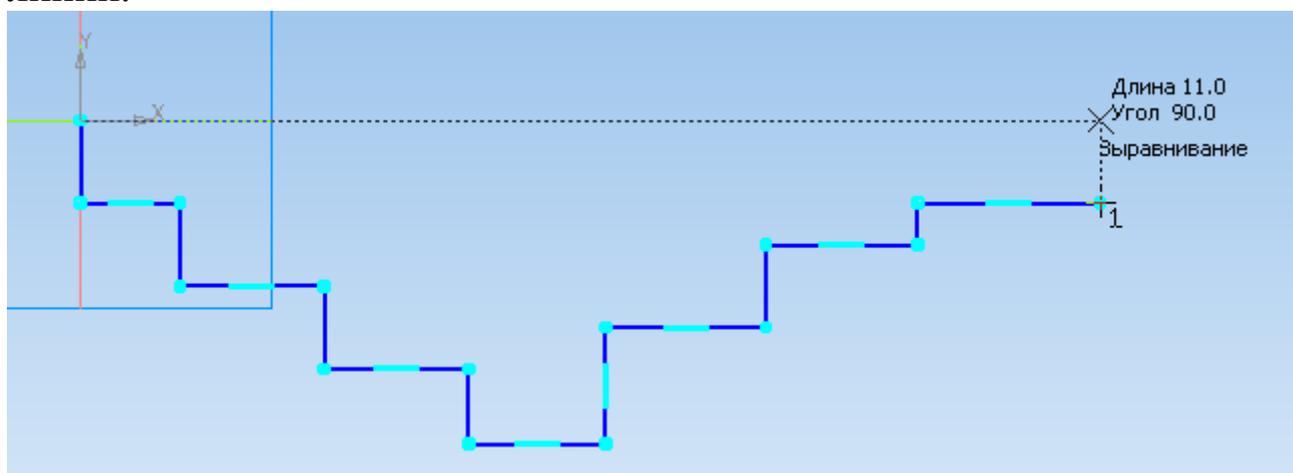


На верхней панели нажмите кнопку *Создать эскиз* . *Плоскость XY* примет вид:

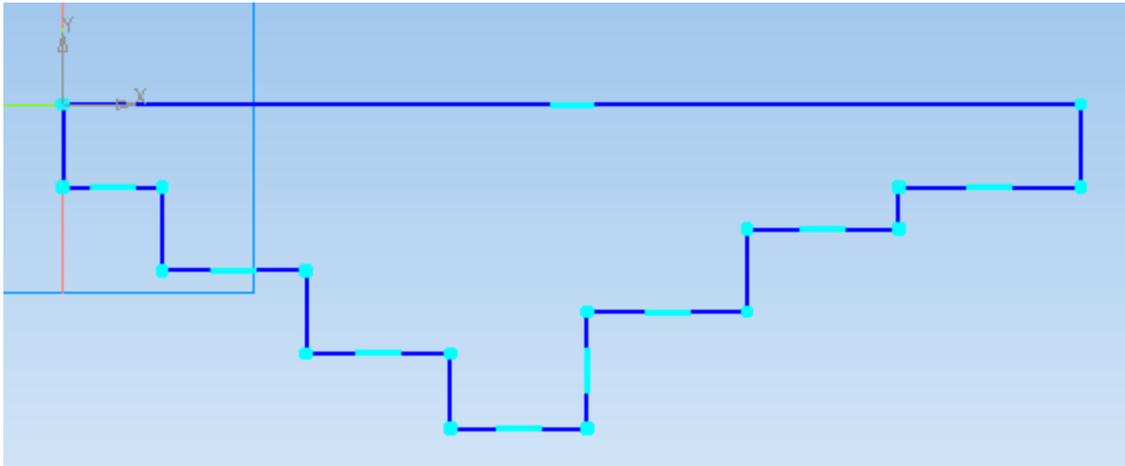


Нажмите кнопку *Непрерывный ввод объектов*  на панели инструментов *Геометрия* .

Из точки начала координат постройте замкнутую ломаную линию, по вертикали откладывая приблизительные значения радиусов ступеней вала, а по горизонтали – приблизительные длины ступеней. Так как вал состоит из 7 ступеней, в эскизе должно быть 7 горизонтальных участков. Причем при указании положения последней точки контура, необходимо добиться срабатывания привязки *Выравнивание*, обеспечивающей расположение строящейся точки и начала координат на одной горизонтальной линии.



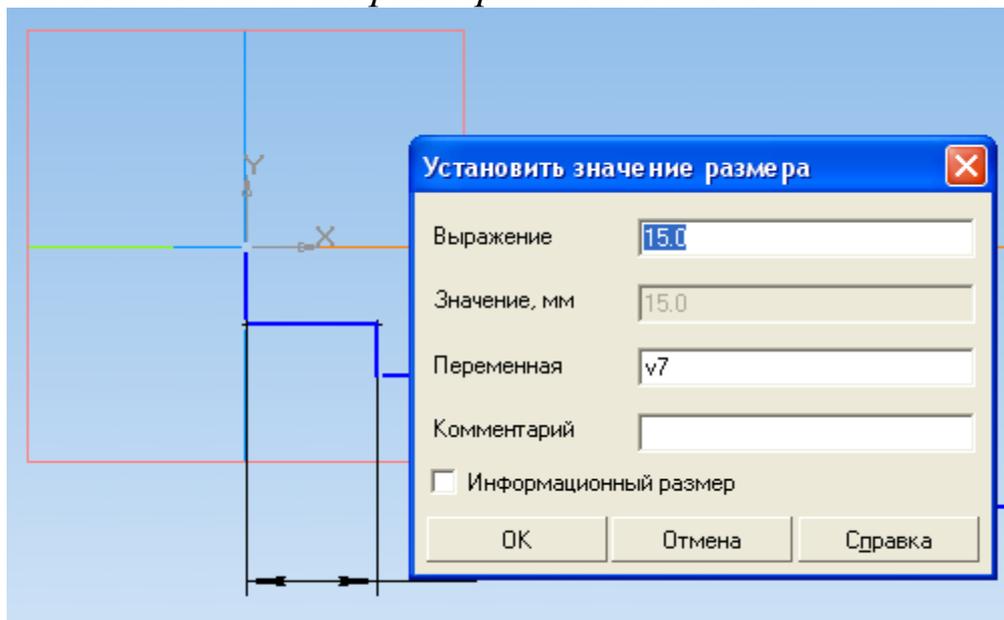
Чтобы замкнуть линию, нажмите на панели свойств команду *Замкнуть* .



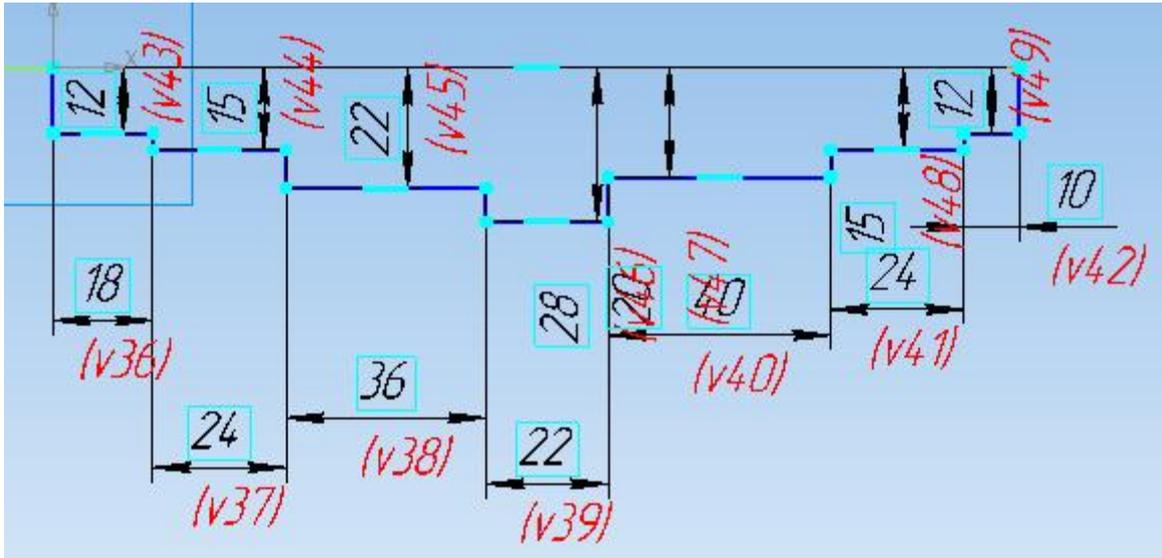
Если отрезки линий получились наклонными, на панели управления *Параметризация*  выберите *Горизонтальность*  или *Вертикальность*  и щелкните по наклонному отрезку левой клавишей мыши.

Для получения точной геометрии контура нужно проставить размеры. Для этого на панели инструментов *Размеры*  выберите подпункт *Линейные размеры*  и установите требуемые значения размеров отрезков линий. Размеры проставляются между двумя точками контура вала. Для простановки вертикальных размеров точкой отсчета является начало координат.

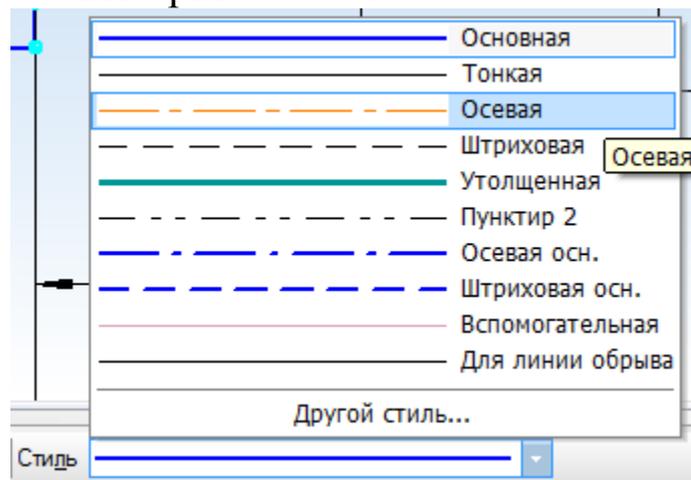
Численное значение размера задается в поле *Выражение* окна *Установить значение размера*. После этого нажимаем *ОК*.



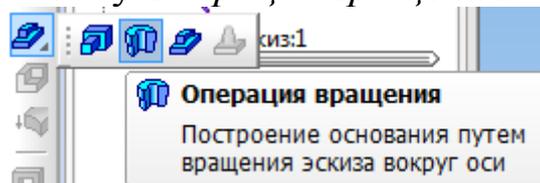
Для придания размерам нужной ориентации на панели свойств нажмите кнопку *Вертикальный*  или *Горизонтальный* .



Измените стиль горизонтального отрезка, являющегося проекцией оси вала, с *Основная* на *Осевая*. Этот отрезок будет выполнять роль оси вращения. Для этого на отрезке выполните двойной щелчок левой клавишей мыши и на панели свойств в списке окна *Стиль* выберите *Осевая*.



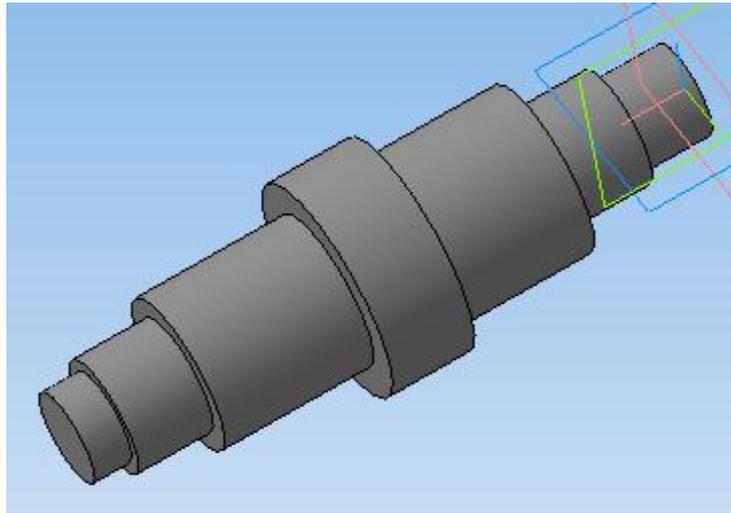
Подтвердите выбор стиля линии, нажав на панели свойств *Создать объект* . На панели инструментов *Редактирование детали* нажмите кнопку *Операция вращения*.



Для построения сплошного тела нажмите кнопку *Сфероид* на закладке *Параметры* панели свойств.

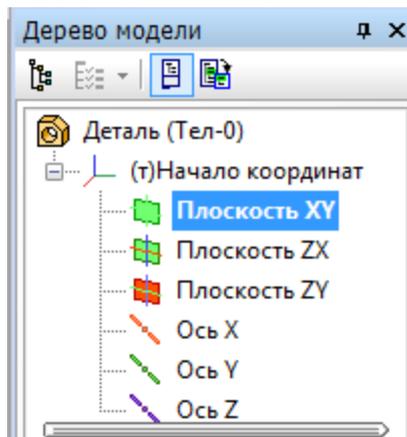


Нажмите кнопку *Создать объект* – система выполнит построение тела вращения.

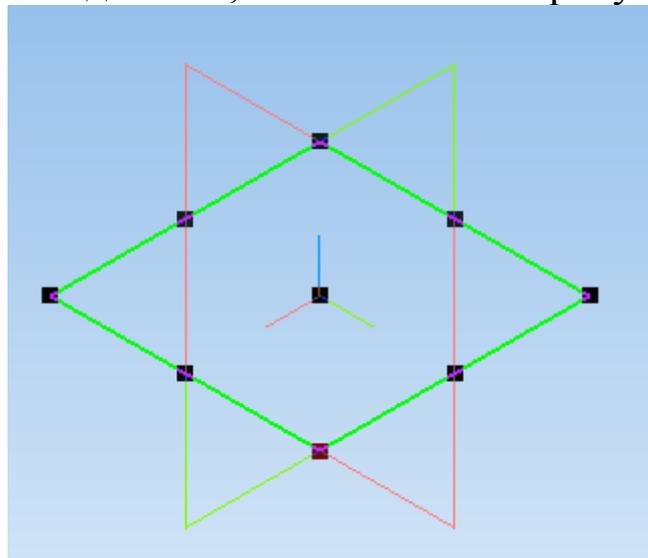


Построение тела вращения. Способ 2

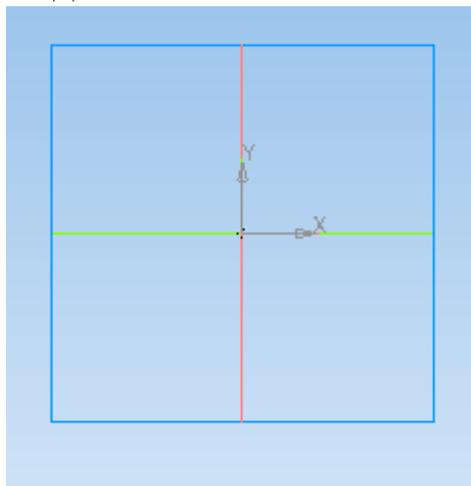
Выберите плоскость, в которой будете делать эскиз, в *Дереве модели*, например, *Плоскость XY*.



При этом она выделится, как показано на рисунке.

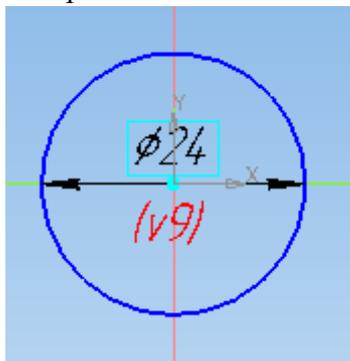


На верхней панели нажмите кнопку *Создать эскиз* . *Плоскость XY* примет вид:

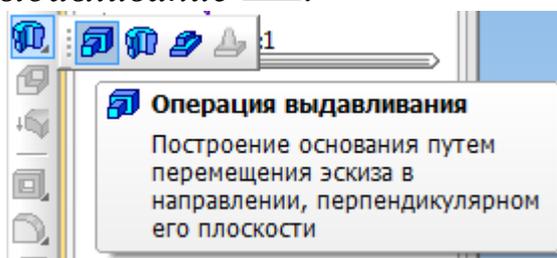


На панели инструментов *Геометрия*  выберите вкладку *Окружность* . Постройте окружность произвольного диаметра, центр которой совпадает с началом координат.

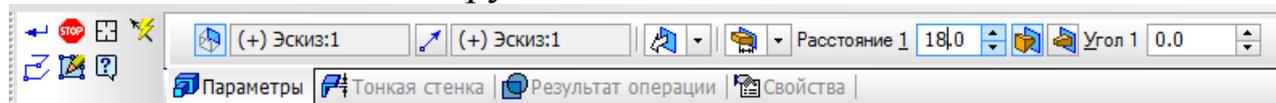
Используя вкладку *Диаметральный размер*  на панели инструментов *Размеры* , задайте окружности диаметр, соответствующий диаметру вала d_1 .



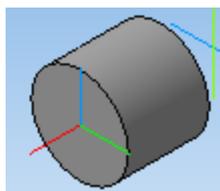
На панели инструментов *Редактирование детали*  выберите операцию *Выдавливание* .



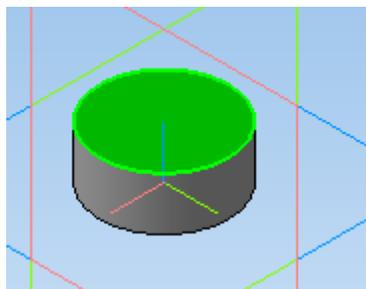
На панели свойств укажите расстояние (l_1), на которое необходимо выдавить окружность.



Нажмите кнопку *Создать объект*  на панели свойств.



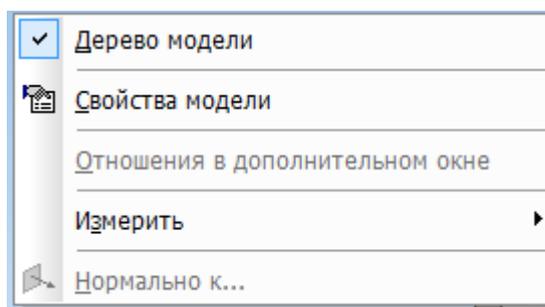
Выберите плоскость, на которой необходимо эскиз следующей ступени вала.



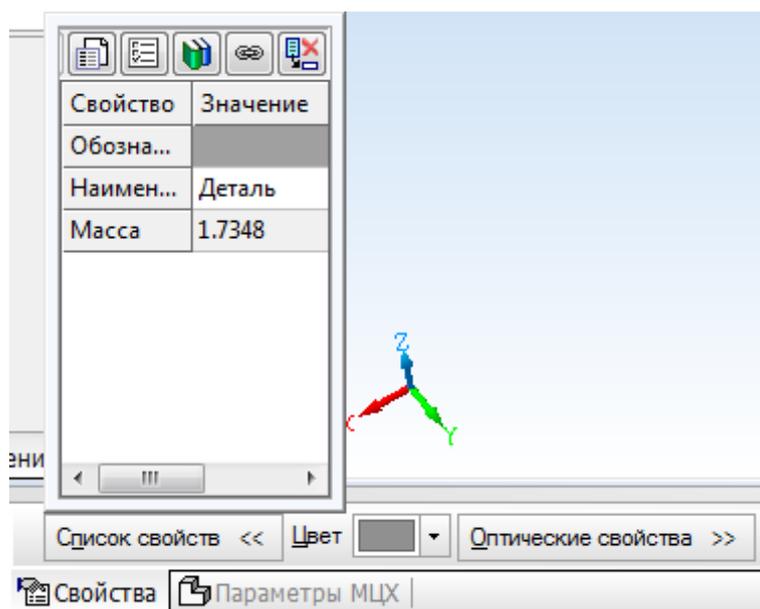
Повторите ранее указанные операции, надстраивая вал и изменяя диаметр и расстояние выдавливания до d_7 и l_7 .

Определение свойств детали

Щелкните правой клавишей мыши в любом пустом месте окна модели. Из контекстного меню выполните команду *Свойства*.



Панель свойств примет вид.



Введите наименование детали в окне *Наименование* на панели свойств.

Введите обозначение детали в окне *Обозначение* на панели свойств.

Обозначение детали выполняется в соответствии с примером.

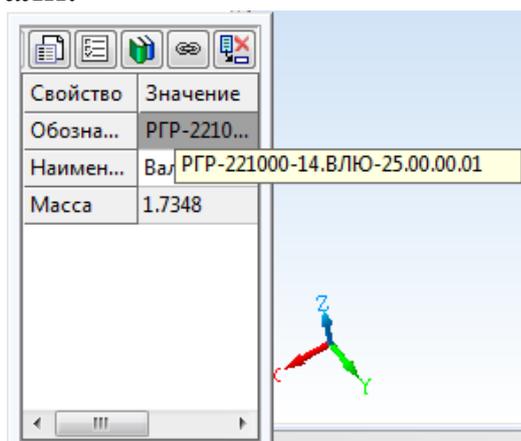
РГР-221000-10.ВЛЮ-25.00.00.XX

10 – год выполнения РГР,

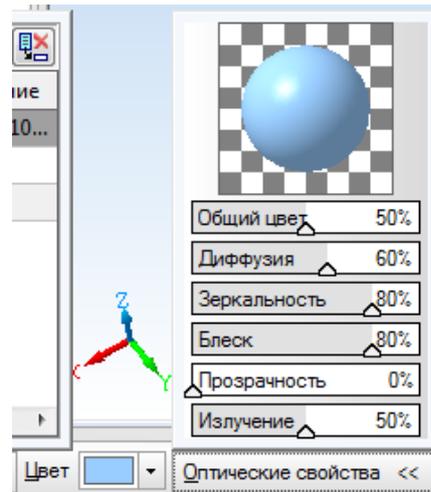
ВЛЮ – Ф.И.О.,

25 – номер варианта,

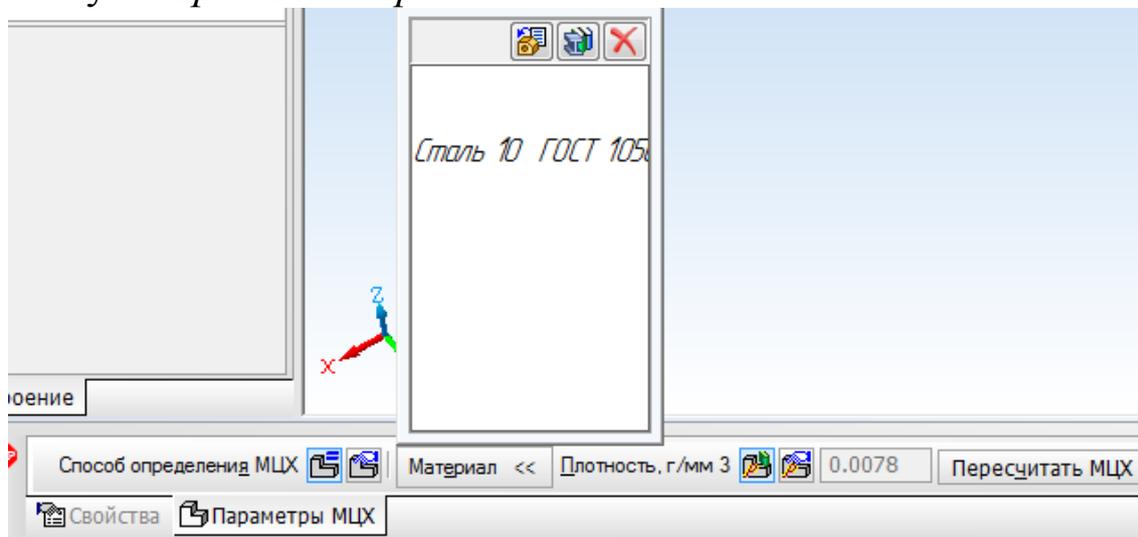
XX – номер детали.



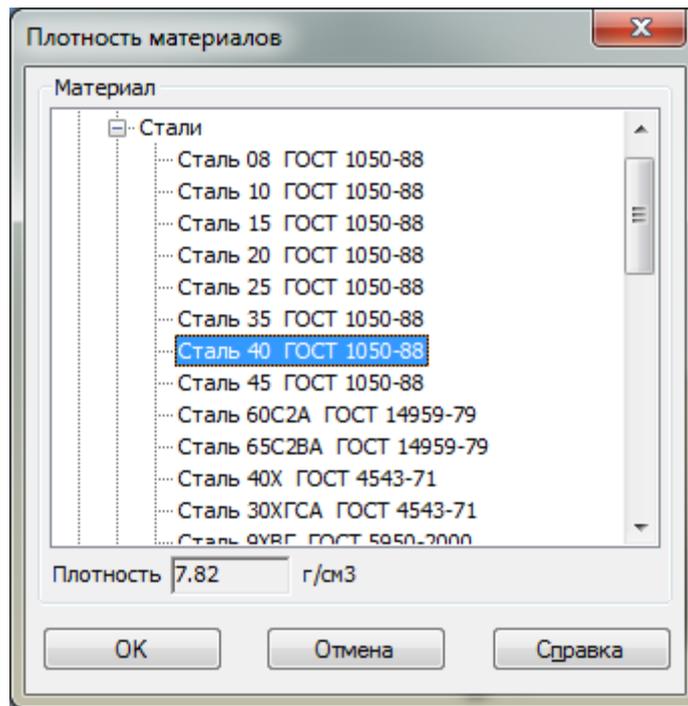
Определите цвет детали в окне *Цвет*, зеркальность, блеск, прозрачность в окне *Оптические свойства* для лучшего различения деталей на сборках.



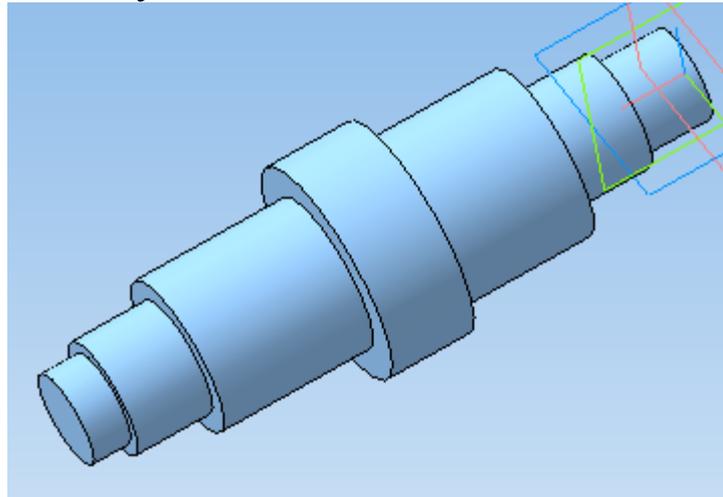
Для определения материала, из которого изготовлена деталь, переключитесь на вкладку *Параметры МЦХ* нажмите кнопку *Выбрать материал из списка* .



В окне *Плотность материалов* раскройте необходимый раздел и укажите марку материала.



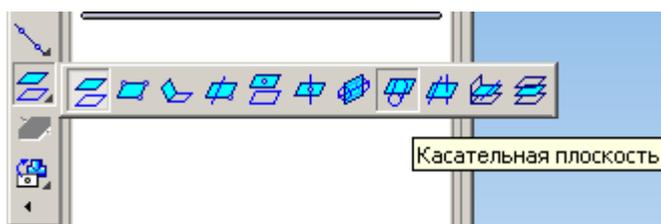
Нажмите *ОК*. Для завершения диалога определения свойств детали нажмите кнопку *Создать объект* .



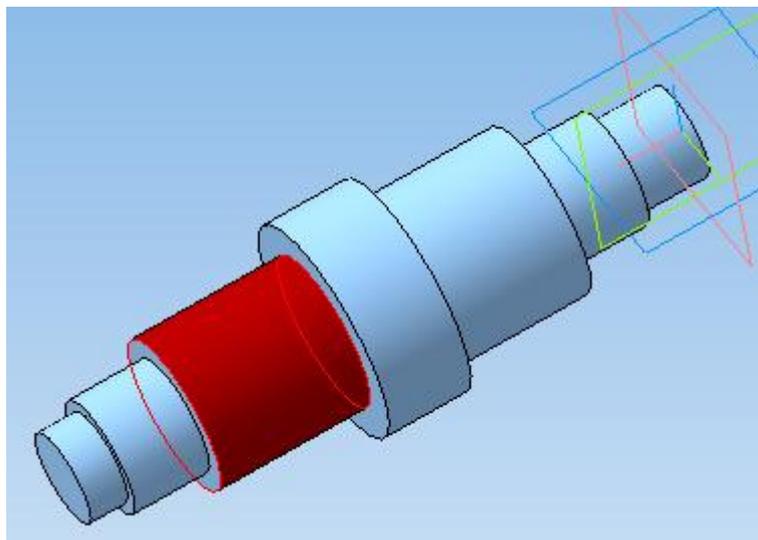
Создание шпоночного паза. Построение касательной плоскости

Для создания шпоночного паза нужно построить вспомогательную плоскость для размещения его эскиза. Эта плоскость должна быть касательной к цилиндрическому участку вала, на котором нужно построить паз.

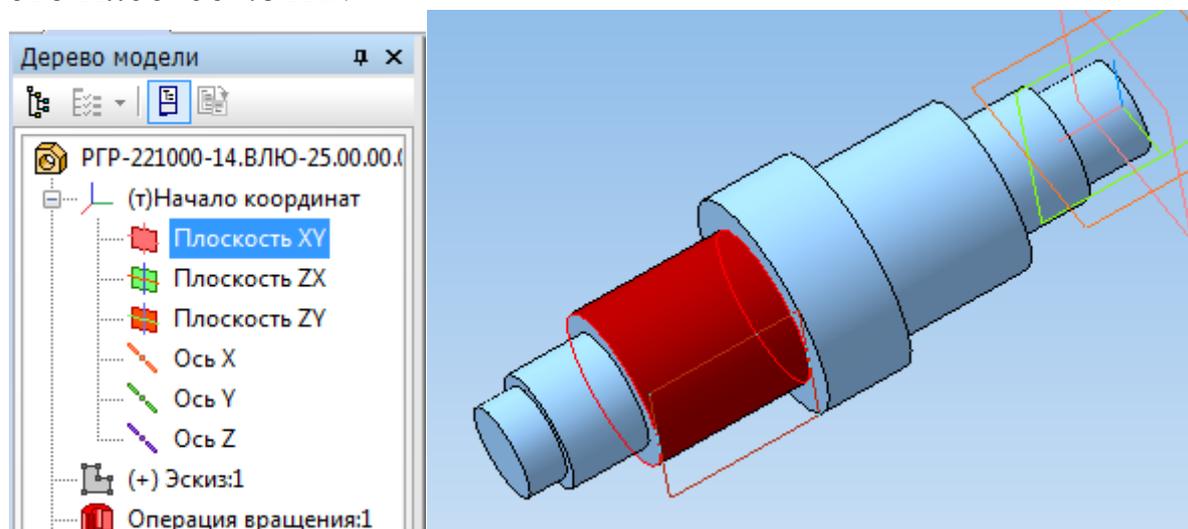
На панели инструментов выберите *Вспомогательная геометрия* . В раскрывающемся списке *Смещенная плоскость* выберите *Касательная плоскость*.



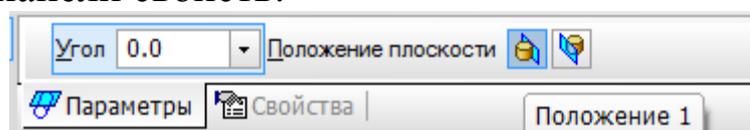
Укажите цилиндрическую поверхность вала, нажав по ней левой клавишей мыши.



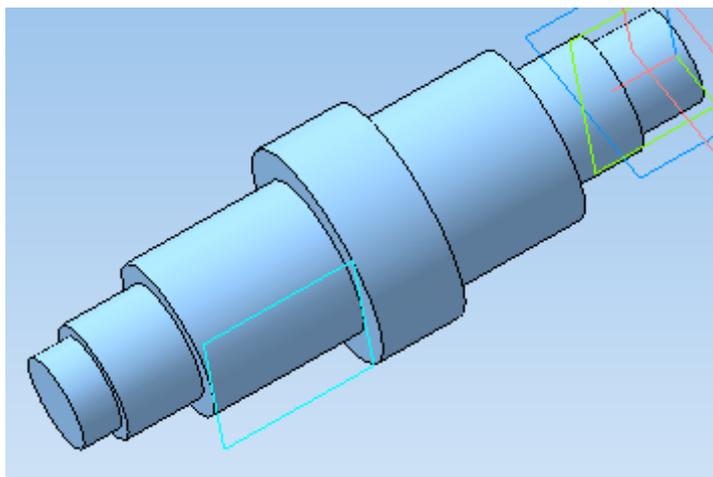
В *Дереве модели* укажите плоскость, относительно которой необходимо построить касательную плоскость. В данном случае это *Плоскость XY*.



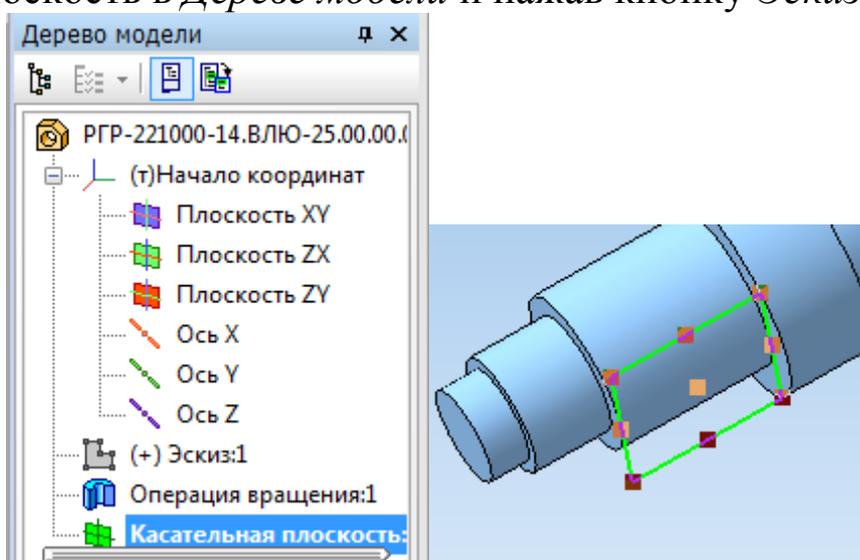
Для окончательного выбора нужного варианта размещения касательной плоскости нажмите кнопку *Положение 1* или *Положение 2* на панели свойств.



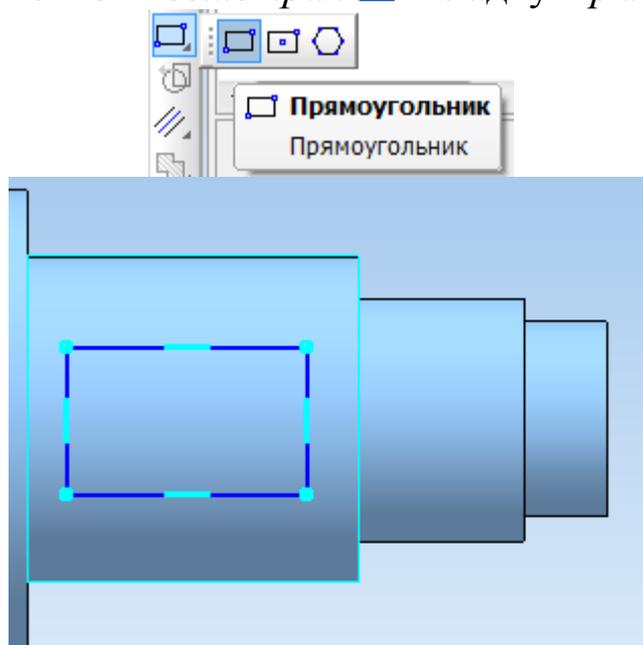
Нажмите кнопку *Создать объект*  – система выполнит построение касательной плоскости.



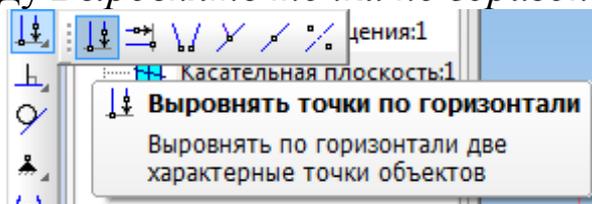
На касательной плоскости постройте эскиз, выделив касательную плоскость в *Дереве модели* и нажав кнопку *Эскиз* .



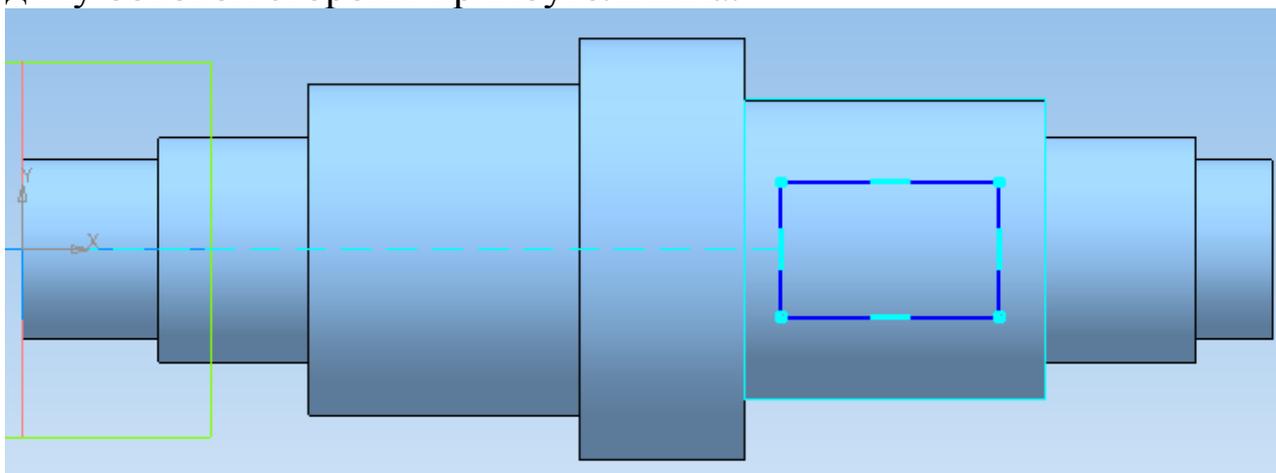
Начертите прямоугольник произвольного размера, выбрав на панели инструментов *Геометрия*  вкладку *Прямоугольник*.



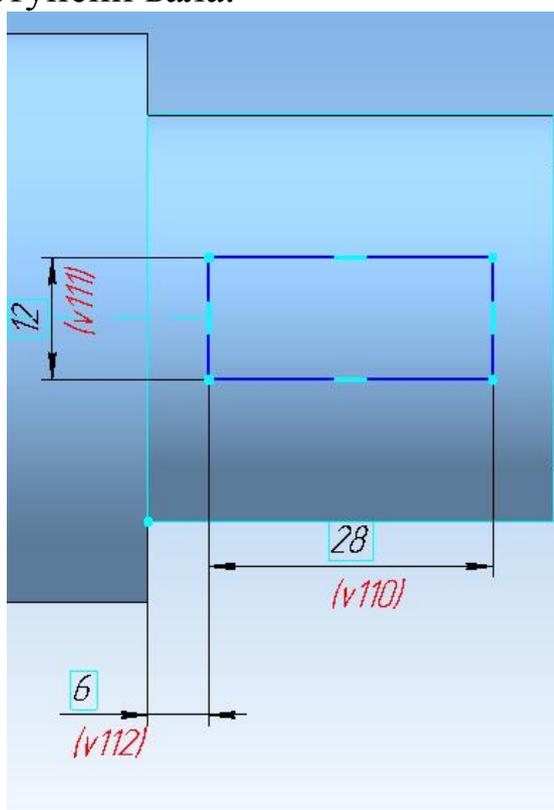
Для того чтобы шпоночный паз располагался симметрично относительно оси вала, зайдите на панель *Параметризация*  и выберите команду *Выровнять точки по горизонтали*.



Первой точкой укажите начало координат, а второй – середину боковой стороны прямоугольника.



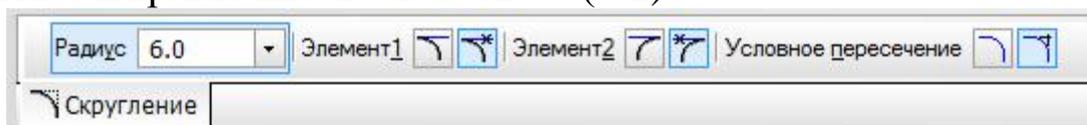
Проставьте размеры длины (L) и ширины (b) прямоугольника, выбрав на панели инструментов *Размеры*  подпункт *Линейные размеры* , а также размер для размещения шпоночного паза относительно ступени вала.



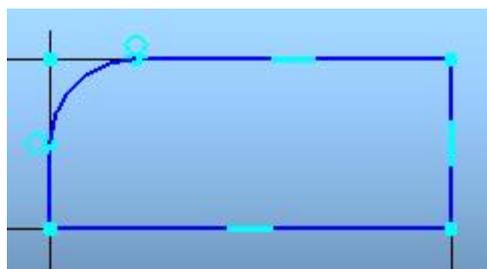
Построение радиусов скругления в эскизе

Постройте радиусы скругления шпоночного паза. Для этого на панели *Геометрия* выберите пункт *Скругление*.

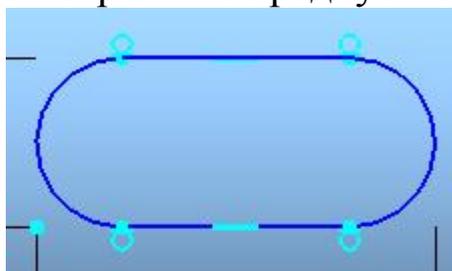
На панели свойств задайте радиус скругления, равный половине ширины шпоночного паза ($b/2$).



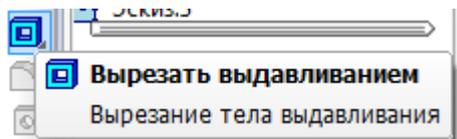
Выделите левой клавишей мыши две смежные стороны прямоугольника. Система автоматически построит радиус скругления.



Аналогичным образом строим все радиусы скругления.



Закройте эскиз, нажав . На панели инструментов выберите *Редактирование детали* и затем операцию *Вырезать выдавливанием*.



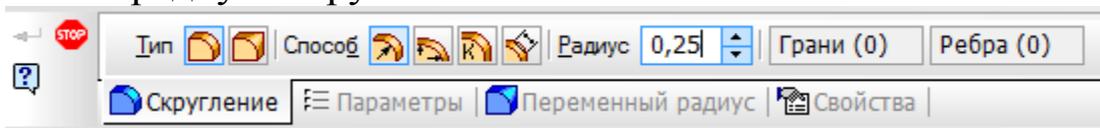
На нижней панели укажите свойства операции выдавливания: прямое направление , на расстояние равное глубине шпоночного паза (t_1).



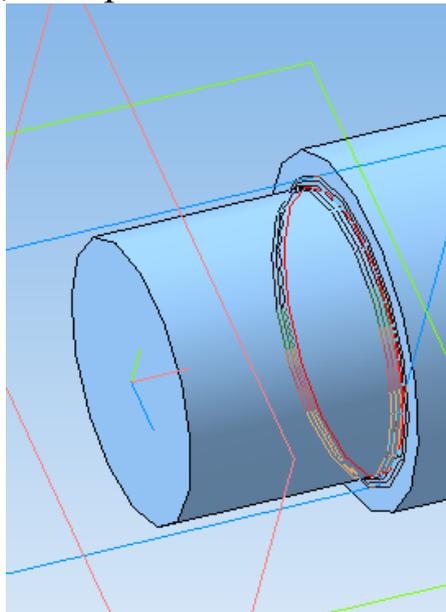
Нажмите *Создать объект* . Аналогичным образом постройте второй шпоночный паз.

Построение радиусов скругления в трехмерной модели

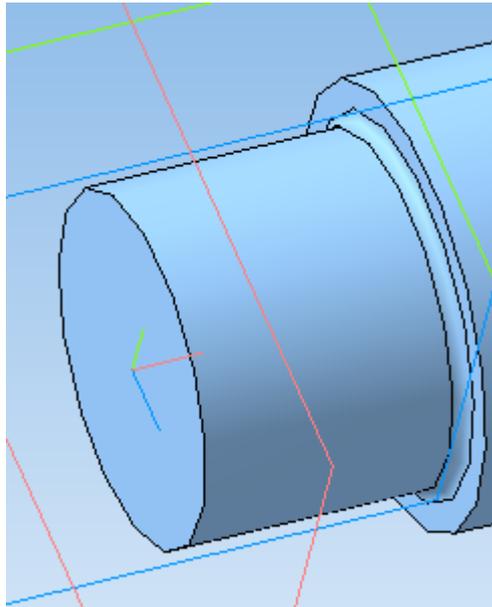
Для выполнения радиусов скругления между ступенями вала на вкладке панели инструментов *Редактирование детали*  выберите операцию *Скругление* . На панели свойств задайте значение радиуса скругления.



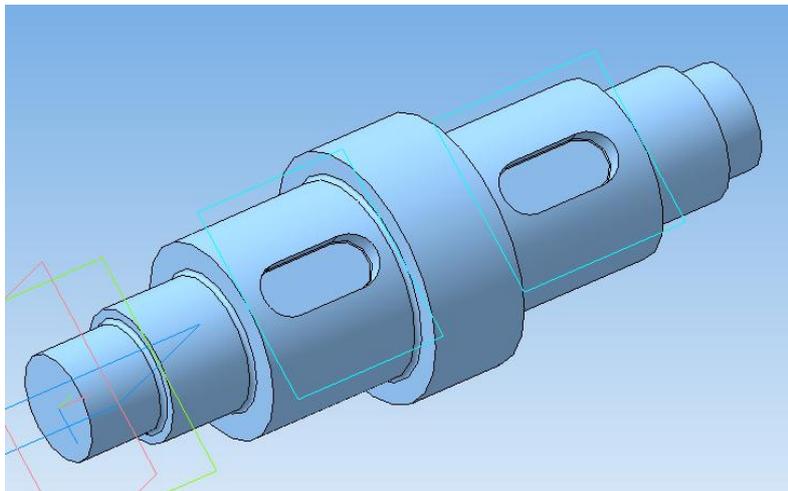
Укажите ребро, которое необходимо скруглить.



Нажмите *Создать объект* .

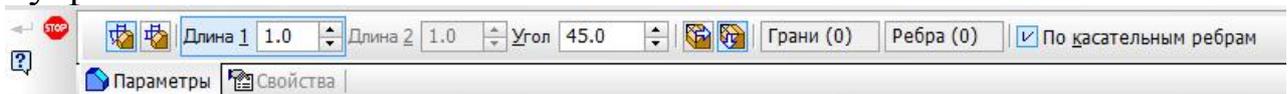


Постройте радиусы скругления на каждой границе ступеней вала.

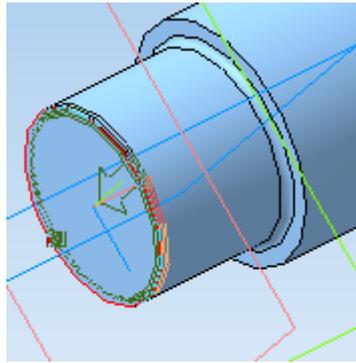


Построение фасок

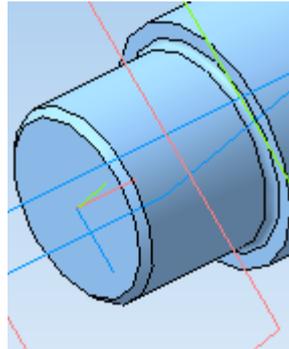
На панели инструментов выберите *Редактирование детали*  и затем операцию *Фаска* . На панели свойств задайте длину фаски 1 мм.



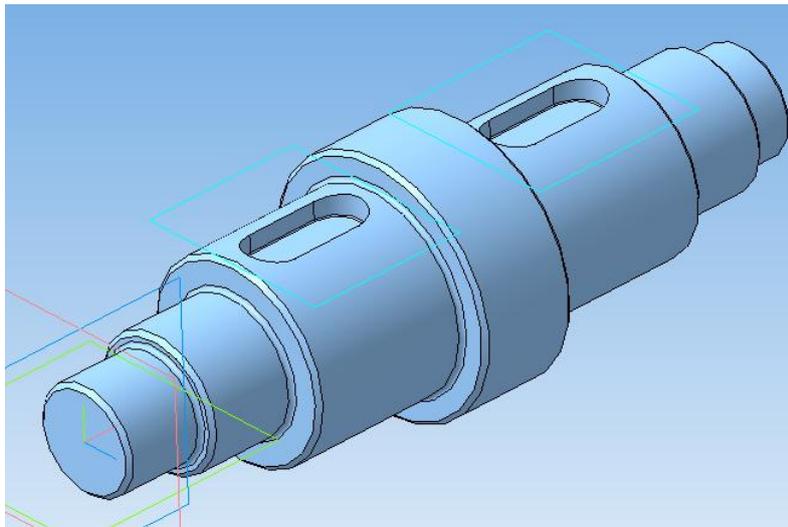
Выделите ребро, на котором необходимо создать фаску.



Нажмите кнопку *Создать объект* 



Аналогичным образом постройте фаски на всех ребрах ступеней вала.



Контрольные вопросы

1. Укажите способы построения трехмерных моделей тел вращения.
2. Поясните способ построения трехмерной модели вала с использованием операции «Вращение».
3. Поясните способ построения трехмерной модели вала с использованием операции «Выдавливание».
4. Какие операции используются при построении фасок на ступенях вала?

5. Какие операции используются при построении радиусов скругления между ступенями вала?
6. Поясните последовательность операций при построении шпоночного паза на ступени вала.
7. Какие параметры детали можно задать в окне «Свойства»?
8. Для построения какого элемента на валу требуется касательная плоскость?

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яцун С.Ф., Кинематика, динамика и прочность машин, прочность машин, приборов и аппаратуры: Учебное пособие. Допущено Учебным объединением высших учебных заведений РФ по образованию в области материаловедения, технологии материалов и покрытий в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки 150100 «Материаловедение и технологии материалов» / С.Ф. Яцун, В.Я. Мищенко, Е.Н. Политов; М.: Альфа-М: ИНФРА-М, 2012 – 208 с.
2. **Андреев В. И.** Техническая механика [Текст]: учебник / В. И. Андреев, А. Г. Паушкин, А. Н. Леонтьев. - М.: АСВ, 2012. - 251 с.: ил. - (Бакалавр). - *Гриф: Рекомендовано Учебно-методическим объединением вузов РФ по образованию в области строительства*
3. Яцун С.Ф., Механика [Текст]: учебное пособие для студентов вузов: в 2 ч. Ч. 1 / С.Ф. Яцун, В.Я. Мищенко; Курск. гос. техн. ун-т. Курск, 2004. 208 с.
4. Яцун С.Ф., Механика [Текст]: учебное пособие для студентов вузов: в 2 ч. Ч. 2 / С.Ф. Яцун, В.Я. Мищенко; Курск. гос. техн. ун-т. Курск, 2004. 210 с.
5. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика [Текст] / Г.Б. Иосилевич, Г.Б. Строганович, Г.С. Маслов. М.: Высш. шк., 1989. 351 с. 1986 – 416 с.