

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

Проектирование механизмов и машин

Направление подготовки (специальность) 35.03.06 «Агроинженерия»

Профиль образовательной программы Технический сервис в АПК

Форма обучения заочная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Конспект лекций	3
1.1 Лекция № 1 Структура механизмов. Структурный синтез рычажных механизмов.....	3
1.2 Лекция № 2 Синтез зубчатых механизмов.....	6
2. Методические указания по выполнению лабораторных работ	20
2.1 Лабораторная работа № ЛР-1 Составление кинематических и структурных схем механизмов. Структурный синтез механизмов с использованием персональных компьютеров	20
2.2 Лабораторная работа № ЛР-2 Синтез кулачковых механизмов с использованием персональных компьютеров.....	27
2.3 Лабораторная работа № ЛР-3 Проверка работоспособности зубчатого цилиндрического редуктора.....	28

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1. 1 Лекция №1 (2 часа).

Тема: «Структура механизмов. Структурный синтез рычажных механизмов»

1.1.1 Вопросы лекции:

1. Кинематическая цепь и ее элементы.
2. Структурная формула пространственных механизмов.
3. Структурная формула плоских механизмов.
4. Структурный синтез плоских механизмов.

1.1.2 Краткое содержание вопросов:

1. Кинематическая цепь и ее элементы.

Кинематической цепью называется система звеньев, соединенных между собой кинематическими парами.

В кинематической цепи всегда два элемента – звенья и пары.

Звеном называется система твердых тел, жестко скрепленных между собой.

(Пример: шатун состоит из крышки, винтов, втулки и т.д.)

Подвижное соединение двух звеньев называется кинематической парой (кп).

(Примеры.)

Кинематическая цепь называется **замкнутой**, если каждое ее звено входит **не менее чем в две** кинематические пары.

Кинематическая цепь называется **разомкнутой**, если в ней есть звенья, входящие **только в одну** кинематическую пару.

Кинематическая цепь называется **простой**, если в ней звенья входят не более чем в две кинематические пары и называется **сложной**, если есть звенья, входящие более чем в две кинематические пары.

Элементом кп называется поверхность, линия или точка звена, ограничивающая относительное движение звеньев в кинематической паре. В кп два элемента, поэтому пара.

Классификация по числу условий связи

1 кл. – шар на плоскости (точечная пара). Наложено одно условие связи – центр шара находится на одном и том же расстоянии от поверхности. (Замыкание в паре может быть силовое или геометрическое, см. таблицу видов кинематических пар).

2 кл. – цилиндр на плоскости (линейная пара), 2 условия связи.

- шар - цилиндр, 2 условия связи.

3 кл. – шаровое соединение (сферическая пара), 3 условия связи.

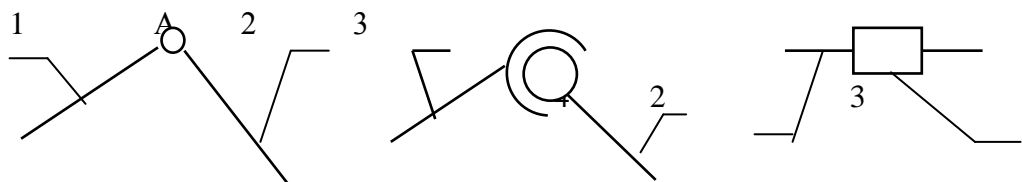
3 кл. - призма на плоскости (плоскостная пара), 3 условия связи

4 кл. – цилиндр в цилиндрическом отверстии (цилиндрическая пара), 4 условия связи

5 кл. – шарнирное соединение (вращательная кп), 5 условий связи, одна степень свободы и т. д.

Изображения кинематических пар

Изображения кинематических пар обусловлены ГОСТом (ГОСТ 2.770-68)..



Вращательная кп 5 кл. Шаровое соедин. 3 кл. Поступательная кп 5 кл.

2. Структурная формула пространственных механизмов.

Обозначим K – число звеньев

P_1 – число кинематических пар 1-го класса

 P_5 – число кинематических пар 5-ого класса

Найдем число степеней свободы этой кинематической цепи

$$H = 6K - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1$$

Обычно одно из звеньев механизма является неподвижным (рама станка, рама трактора и т.д.) и к этому звену привязывается система координат.

Число степеней свободы кинематической цепи относительно звена, принятое за неподвижное, называется степенью подвижности.

$$W = H - 6 = 6(K - 1) - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1$$

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1$$

– формула пространственных механизмов носит название формулы **Сомова-Малышева**.

Механизмом (с точки зрения структуры) называется такая кинематическая цепь, в которой степень подвижности соответствует числу заданных законов движения.

Звено, закон движения которого задан, называется ведущим или входным звеном. Неподвижное звено – стойка, все остальные звенья называются ведомыми. Ведомое звено, на котором крепится исполнительный орган машины (резец, электрод, шлифовальный камень и т.д.) называется выходным.

Любой механизм состоит из:

а) ведущего звена (звеньев) – закон движения которого задан (известен);

б) стойки (неподвижного звена);

в) ведомых звеньев – звеньев закон движения, которых, определяется законами движения ведущих звеньев.

3. Структурная формула плоских механизмов.

Плоские механизмы – механизмы, у которых оси вращательных пар параллельны, а движения всех звеньев происходят в параллельных плоскостях.

Структурная формула плоского механизма:

K – число звеньев

P_4 – число кп 4-ого класса

P_5 – число кп 5-ого класса

Число степеней свободы в плоскости $H = 3$, поэтому пар 3 и т.д. кл. не может быть.

$$H = 3K - 2P_5 - P_4$$

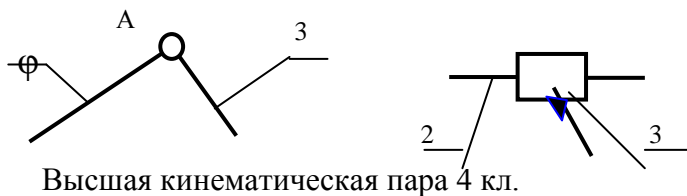
С учетом стойки степень неподвижности

$$W = H - 3 = 3(K - 1) - 2P_5 - P_4$$

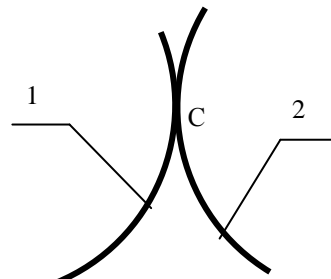
$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

Впервые вывел русский математик и механик **П.Л.Чебышев**.

Условное изображение пар в плоских механизмах.



Кинематические пары 5 класса, низшие.



Элементы профилей высших кп изображаются точно в масштабе.
Пара 4 кл так как две степени свободы – проскальзывание и перекатывание.

4. Структурный синтез плоских механизмов.

В основу структурного синтеза положен принцип В.Л.Ассура.

Любой механизм может быть образован путём последовательного присоединения свободными элементами кп групп Ассура к ведущему звену и к стойке.

Группы Ассура – группы ведомых звеньев.

Группой Ассура называется кинематическая цепь, имеющая нулевую степень подвижности после присоединения её к стойке и которая не может быть разделена на группы с меньшим числом звеньев.

Таким образом, степень подвижности группы

$$W_{гр} = 3 \cdot n - 2P_5 - P_4 = 0$$

Рассмотрим механизм, в котором имеются только низшие кп

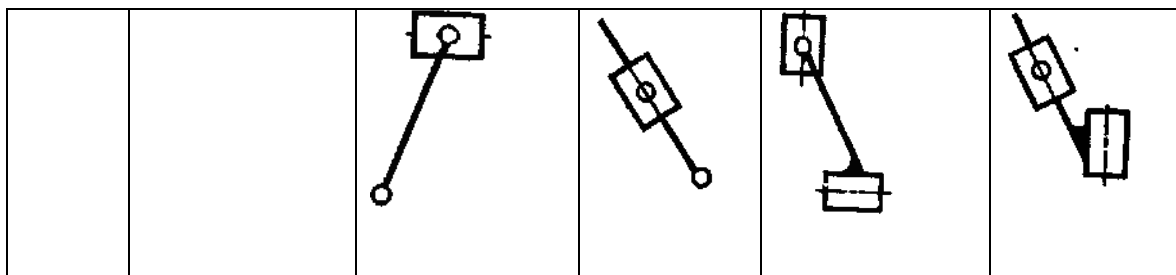
$$W_{гр} = 3 \cdot n - 2P_5 = 0$$

Так как n и P_5 могут быть только целыми числами, можно определить, сколько звеньев и кп может быть в группах

P_5	3	6	9	...
n	2	4	6	...

По первому столбцу, из 2 звеньев и 3 кп можно создать 5 двухповодковых групп (см. табл.)

Класс	Порядок второй				
	Вид				
	первый	Второй	третий	четвертый	пятый
II $n = 2$ $p_5 = 3$					



Л.В.Ассур предложил классификацию групп, которая потом была усовершенствована Артоболовским И.И.. В основу этой классификации положен класс контура.

Класс контура определяется числом $kп$ в замкнутом контуре, образованном звеньями группы

Класс группы определяется по наивысшему классу контура, образованного звеньями группы.

Порядок группы определяется числом свободных элементов в $kп$ группы.

Двухповодковые группы, в зависимости от числа вращательных и поступательных $kп$ и их взаимного расположения в группе подразделяются по видам (см. табл.)

Для второго столбца можно привести группы следующего вида

Класс	Порядок третий
III $n = 4$ $p_5 = 6$	
IV $n = 4$ $p_5 = 6$	Порядок второй

1.2 Лекция №2 (2 часа).

Тема: «Синтез зубчатых механизмов»

1.1.1 Вопросы лекции:

1. Основная теорема зацепления
2. Эвольвента круга и ее свойства
3. Геометрические элементы зубчатых колес
4. Свойства эвольвентного зацепления
5. Обработка эвольвентных зубчатых колес

6. Качественные параметры зацепления и выбор коэффициентов смещения при исправлении колёс

1.1.2 Краткое содержание вопросов:

1. Основная теорема зацепления

Одно из важнейших кинематических требований – постоянство передаточного отношения

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{const}$$

тогда при $\omega_1 = \text{const}$ $\varepsilon_2 = 0$, что уменьшает динамические нагрузки на зубья и подшипники, уменьшает шумность передачи.

2^{-ое} требование – постоянный контакт пары сопряженных профилей зубьев, что обеспечивает безударность и непрерывность передачи.

Рассмотрим два зуба с произвольным профилем, находящихся в зацеплении (рисунок 1.)

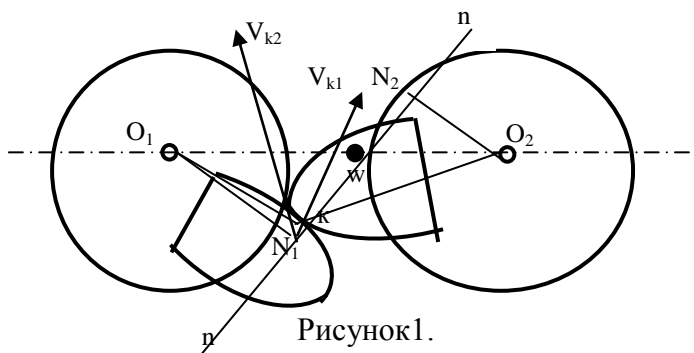


Рисунок 1.

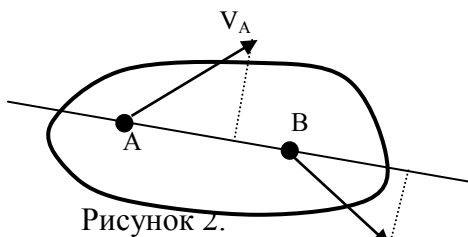


Рисунок 2.

Рассмотрим проекции скоростей V_{k1} и V_{k2} на нормаль n-n

$$\text{пр } V_{k1} = \text{пр } V_{k2} \quad (1)$$

иначе произойдет отрыв одного зуба от другого или один контур зуба войдет в другой.

Из теоретической механики известно, что если точки A и B принадлежат одному твердому телу (рисунок 2.), то проекции скоростей этих точек на линию их соединяющую, равны. Следовательно $\text{пр } V_{k1} = \text{пр } V_{N1}$, а $\text{пр } V_{k2} = \text{пр } V_{N2}$, но, следовательно, из условия безударности

$$\begin{aligned} \text{пр } V_{N1} &= V_{N1} = \omega_1 \cdot \rho \\ \text{пр } V_{N2} &= V_{N2} = \omega_2 \cdot O_2 N_2 \quad (1) \\ \omega_1 \cdot O_1 N_1 &= \omega_2 \cdot O_2 N_2 \end{aligned}$$

Из подобия треугольников $O_1 N_1 \rho$ и $O_2 N_2 \rho$

$$\frac{O_2 N_2}{O_1 N_1} = \frac{O_2 \rho}{O_1 \rho} \text{ или } \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

где r_{w1}, r_{w2} - радиусы центров в относительном движении двух колес.

Теорема: Нормаль в точке контакта проходит через полюс зацепления и делит межосевое расстояние обратно пропорционально угловым скоростям.

Так как мы хотим иметь передаточное отношение $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{const}$, то радиусы

начальных окружностей должны быть постоянны, а это значит, что нормаль в точке контакта зубьев всегда должна проходить через полюс зацепления w .

Можно брать любые профили зубьев, но они должны удовлетворять основной теореме зацепления.

ГОСТ ограничил количество кривых, по которым описываются профили зубьев. В зубчатых механизмах в качестве профиля используются циклоидальные кривые.

Л.Эйлер занимался изучением профилей зубьев с целью повышения долговечности зубчатых передач и пришел к выводу, что минимальный износ у эвольвентного профиля зуба. В настоящее время, подавляющее большинство зубчатых колес изготавливают с эвольвентным профилем зубьев. Рассмотрим свойства эвольвенты.

2. Эвольвента круга и ее свойства

Эвольвента круга образуется при перекатывании прямой линии по этому кругу без скольжения (рис.3.), тогда любая точка на этой прямой опишет кривую, которая называется эвольвентой круга.

Круг, на котором строится эвольвента, называется основным

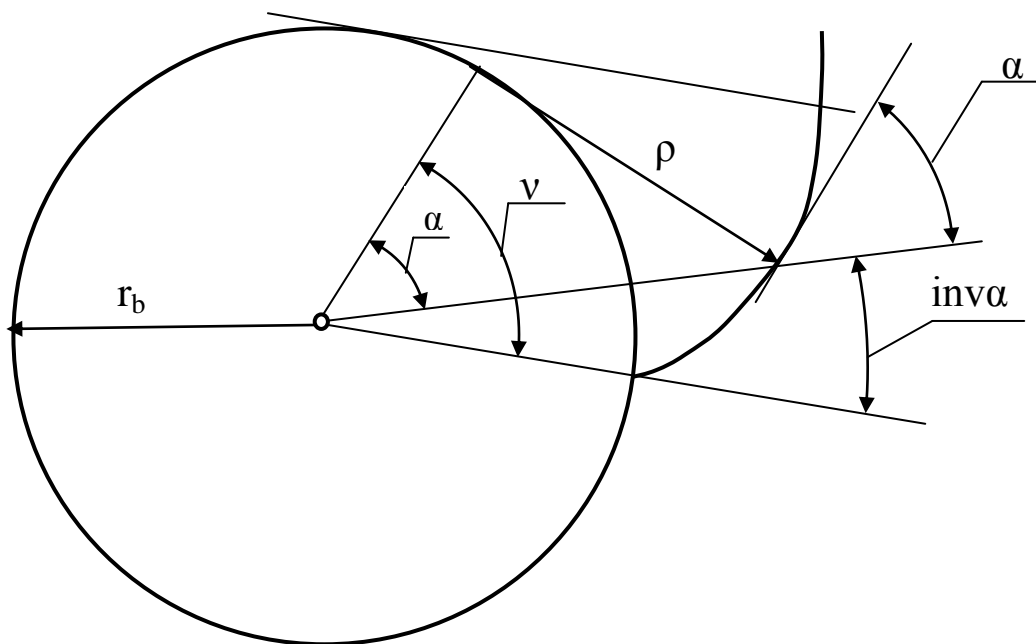


Рисунок 3.

Наиболее важные свойства эвольвенты.

-если провести нормаль в любой точке эвольвенты, то она коснется основной окружности;

-радиус кривизны равен длине дуги основной окружности

-угол α – называется углом профиля эвольвенты (в частности зуба) в каждой точке.

- $\text{inv} \alpha$ – эвольвентная функция угла α

$$\rho = r_b \cdot v$$

$$\rho = r_b \cdot \text{tg} \alpha \quad \text{следовательно} \quad v = \text{tg} \alpha$$

$$\text{inv} \alpha = v - \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha$$

$\text{inv} \alpha$ - очень часто используется при проектировании зубчатых передач (есть специальные таблицы этой функции).

3. Геометрические элементы зубчатых колес

Все термины, определения и обозначения стандартизованы и даются по ГОСТ 16530-83 и ГОСТ 16531-83, а расчет геометрии (формулы, порядок расчета) по ГОСТ 16532-70.

В основу измерения многих элементов зубчатых колес принята начальная окружность в станочном зацеплении.

Зацепление проектируемой поверхности зубьев с производящей поверхностью по аналогии с зацеплением нарезаемого колеса с производящей поверхностью режущего инструмента называют станочным зацеплением.

Если производящее колесо (инструмент) имеет конечное число зубьев, то режущим инструментом может быть долбляк. При бесконечно большом количестве зубьев производящего колеса, оно превращается в рейку.

Реечный контур, принятый в качестве базового для определения теоретических форм и размеров зубьев, называют исходным контуром.

Параметры исходного контура также являются стандартными и регламентируются ГОСТом 13755-81.

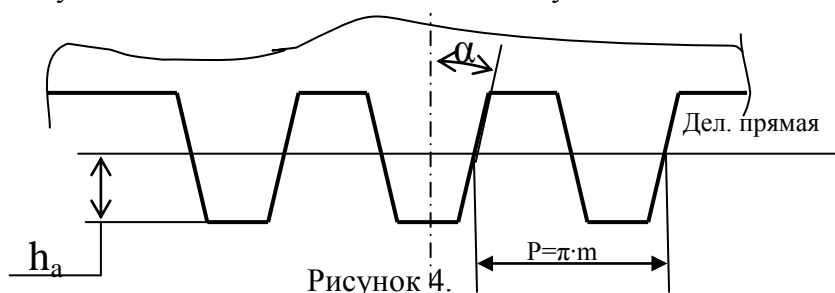
Начальные окружности, которые являются центроидами в относительном движении двух колес, в станочном зацеплении называются делительными окружностями (делят зуб на головку зуба и на ножку зуба). d – обозначение диаметра делительной окружности (r – радиуса).

Расстояние, измеренное по дуге делительной окружности, вмещающее одну ширину впадины и одну толщину зуба, называется шагом зацепления (обозначается – p).

$$\pi d = pz \quad d = (p/\pi)z$$

Если за основу взять шаг зацепления, то точно делительный диаметр посчитать нельзя. Тогда взяли $p/\pi = m$. Где m – назвали модулем и приняли за основу стандартизации в метрической системе мер. Модуль по ГОСТ 9563-60 измеряется в мм. Таким образом, $d = mz$.

Радиальное расстояние от делительной окружности до окружности вершин зубьев называется высотой головки зуба.



В ГОСТе высота исходного контура определяется как $h_a = h_a^* m$, где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба в соответствии с ГОСТ 13755-81 для крупно-

дульных колес ($m \geq 1 \text{ мм}$) $h_a^* = 1$, для мелкомодульных колес ($m < 1 \text{ мм}$) $h_a^* = 1$.

Высотой ножки зуба называется радиальное расстояние от окружности впадин до делительной окружности.

$$h_f = m \cdot (h_a^* + c^*)$$

Где c^* – коэффициент радиального зазора

$c^* = 0,25$ для $m \geq 1 \text{ мм}$ и $c^* = 0,35 \dots 0,5$ для $m < 1 \text{ мм}$

Тогда диаметр вершин зубьев d_a

$$d_a = d + 2h_a$$

По некоторым соображениям, о которых мы поговорим позже, заготовку или зуборезную рейку иногда отодвигают друг от друга на величину $S = xm$, где x – коэффициент смещения.

Тогда $h_a = m(h_a^* + x - \Delta y)$, где Δy – коэффициент уравнительного смещения, который вводится для получения зубчатой передачи без бокового зазора и со стандартной величиной радиального зазора.

Учитывая все выше приведенное, получим

$$d_a = mz + 2m(h_a^* + x - \Delta y)$$

$$d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x)$$

Это все для колес с внешними зубьями. Для колес с внутренними зубьями выражения следующие

$$d_a = mz - 2m(h_a^* + x - 0,2)$$

$$d_f = d + 2m(h_a^* + c^* - x)$$

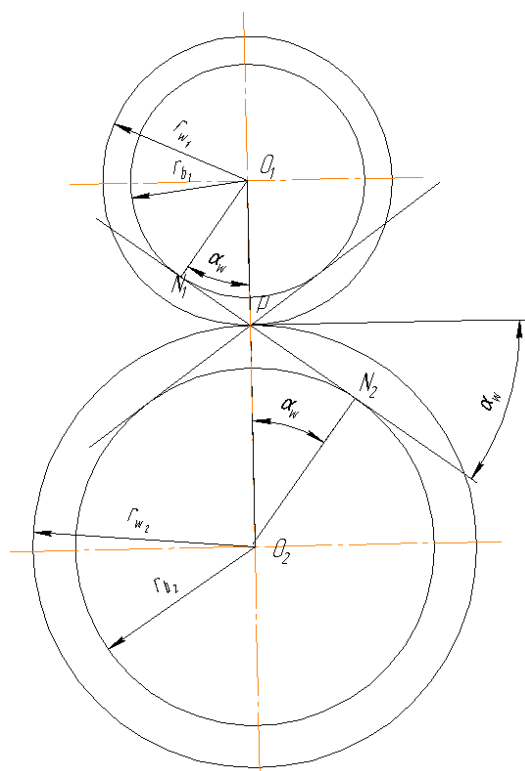
Для того чтобы получать стандартные колеса, стандартизируют параметры зуборезного инструмента (т.е. параметры исходного контура, а именно m, h_a^*, c^* и α), где $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля зуба исходного контура (рис.4).

4. Свойства эвольвентного зацепления

1. Л.Эйлер доказал, что при эвольвентном зацеплении наименьшее скольжение в точке контакта сопряженных профилей зубьев.
2. Эвольвентное зацепление удовлетворяет основному требованию кинематики – постоянству передаточного отношения.

Действительно, поскольку нормаль в точке контакта к сопряженным профилям зубьев, по свойству эвольвенты, касается обеих основных окружностей, то контакт профилей зубьев всегда происходит на этой нормали. Так как основные окружности при вращении колес не меняют свое относительное положение, то и нормаль всегда пересекает линию межосевого расстояния в одном и том же месте. Это значит, что передаточное отношение за время зацепления одной пары зубьев будет постоянным.

Линия, на которой происходит контакт сопряженных профилей зубьев, называется линией зацепления. Из двух ветвей линии зацепления рабочей является та, которая как бы сматывается с основной окружности колеса, связанного с источником энергии и наматывается на основную окружность колеса, связанного с потребителем энергии.



Углом зацепления α_w называется угол, составленный каждой ветвью линии зацепления с перпендикуляром к линии межосевого расстояния. В станочном зацеплении он равен углу α .

3. При передаче постоянного крутящего момента давления на зубья и опоры колес будут постоянны.

Так как давление от одной поверхности зуба к другой (без учета сил трения) передается по нормали, т.е. по линии зацепления, то плечом момента силы будут являться радиусы основных окружностей, которые постоянны. Следовательно, при постоянных моментах на колесах и сила давления на зубья и опоры будет постоянной.

4. Незначительное изменение межосевого расстояния (погрешность изготовления,

монтажа и т.д.) не изменяет передаточного отношения пары зубчатых колес.

Из рисунка 6 следует

$$u_{12} = \frac{r_{w_2}}{r_{w_1}} = \frac{r_{w_2} / \cos \alpha_w}{r_{w_1} / \cos \alpha_w} = \frac{r_{b_2}}{r_{b_1}}$$

Так как радиусы основных окружностей при изменении межосевого расстояния не меняются, то и передаточное отношение тоже не меняется.

Из этого же рисунка следует

$$r_b = r_w \cdot \cos \alpha_w$$

Для станочного зацепления

$$r_b = r \cdot \cos \alpha$$

К числу свойств эвольвентного зацепления относится и свойство беззазорного зацепления (отсутствие бокового зазора). Особенно это важно при реверсивном движении.

Из условия беззазорного зацепления и перекатывания начальных окружностей без скольжения можно записать

$$p_w = S_{w_1} + S_{w_2}$$

Где S_{w_1} и S_{w_2} -толщина зубьев по начальной окружности колес, а p_w - шаг по начальной окружности.

Если толщину зубьев и шаг выразить через число зубьев, коэффициент смещения и угол зацепления, то после преобразования можно получить [1]

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2} \quad (1)$$

Из этого условия можно найти угол зацепления, который используется при определении межосевого расстояния.

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (2)$$

5. Обработка эвольвентных зубчатых колес

Обычно используются два способа обработки и получения эвольвентных профилей. Это способ копирования и способ обкатки (огибания).

При способе копирования боковая поверхность (режущая кромка) инструмента является точной копией боковой поверхности зуба. За один проход инструмента (модульная пальцевая фреза, модульная дисковая фреза) на заготовке нарезается одна впадина. Затем заготовка поворачивается на угловой шаг (с помощью делительной головки) и снова нарезается одна впадина и т.д. Основным недостаток этого метода – наличие нескольких комплектов инструмента для нарезания зубьев одного и того же модуля, так как с изменением числа зубьев на колесе профиль зуба меняется.

Станки и инструменты для нарезания способом копирования:

- а) Станок универсально-фрезерный, инструмент – модульная дисковая фреза.**
- б) Станок консольно-фрезерный, инструмент – модульная пальцевая фреза.**
- а) Станок протяжный, инструмент – протяжка.**
- г) Отливка по готовой модели.**

Наиболее часто используется способ обкатки, который заключается в том, что

инструмент (в виде колеса, рейки и т.д.) вводят в зацепление с еще не изготовленным колесом (заготовкой) и задают им такие относительные движения,

как будто колесо изготовлено. При этом инструмент совершает и технологические ходы. В результате такой обкатки происходит нарезание колеса.

Станки и инструменты для нарезания способом обкатки:

- а) Станок зубодолбежный, инструмент – долбяк.
- б) Станок зубострогальный, инструмент – зуборезная рейка.
- в) Станок зубофрезерный, инструмент – модульная червячная фреза.
- г) Прокатка зубчатых колес в ковочном состоянии между зубчатыми валками.

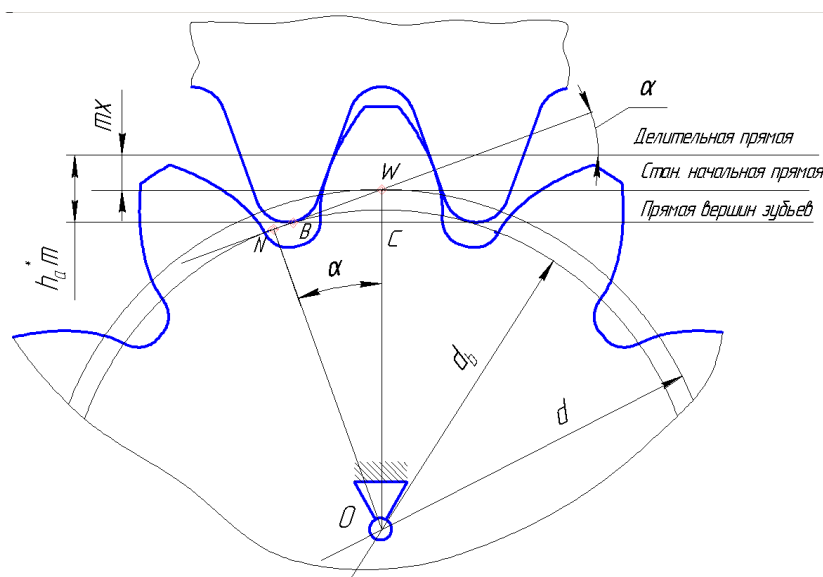
Интерференция - наложение профиля зуба одного колеса на профиль зуба другого при проектировании зацепления.

Подрезание – наложение профиля зуба инструмента на профиль зуба изготавливаемого колеса при нарезании зубьев.

Заклинивание – наложение профилей зубьев, но не при изготовлении, а при зацеплении колес.

Рассмотрим подробнее явление подрезания. Так как параметры зуборезного инструмента стандартны, то при прочих равных условиях возможность подрезания ножки зуба определяется положением точки N, т.е. размерами колеса. Подрезание не происходит, когда точка контакта между производящей поверхностью инструмента и профилем зуба нарезаемого колеса находится правее точки N. Левее точки N эти поверхности будут не касаться друг друга, а пересекаться, что и приводит к подрезанию ножки зуба. Подрезание уменьшает эвольвентную часть профиля зуба колеса, ослабляет прочность зуба в опасном сечении и уменьшает коэффициент перекрытия.

Рассмотрим вопрос о наименьшем числе зубьев Z_{\min} на колесе, при котором явление подрезания будут отсутствовать при нарезании зубьев рейкой с учетом смещения.



По условию не подрезания, должно выполняться условие $NW \geq BW$. Из треугольника ONW можно выразить катет NW, используя модуль и число зубьев

$$NW = r \cdot \sin \alpha = 1/2 m \cdot z \cdot \sin \alpha$$

Из треугольника BWC можно найти гипотенузу BW, используя модуль, высоту головки зуба и коэффициент смещения

Рисунок 5
инструмента

$$BW = \frac{h_a^* \cdot m - x \cdot m}{\sin \alpha}$$

Тогда

$$1/2 m \cdot z \cdot \sin \alpha \geq \frac{m(h_a^* - x)}{\sin \alpha}$$

Отсюда число зубьев, которое можно нарезать реечным инструментом без подрезания ножки зуба, с учётом смещения будет равно

$$z = \frac{2(h_a^* - x)}{\sin^2 \alpha} \quad (3)$$

Минимальное число зубьев без смещения реечного инструмента и без подрезания ножки зуба, можно нарезать

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha} = 17,01 \quad (4)$$

Используя выражение (3) и (4), можно определить минимальный коэффициент смещения, при котором не будет подрезания ножки зуба.

$$x_{\min} \geq \frac{17 - z}{17}$$

Основные способы исправления зубчатых колес (нарезание зубьев без подрезания).

Из выражения (4) видно, что можно уменьшить коэффициент высоты головки зуба ($h_a^* = 0,8$, $z_{\min} = 14$) или увеличить угол профиля исходного контура α ($\alpha = 25^\circ$, $z_{\min} = 11$). В том и другом случае инструмент будет не стандартным.

Смещение зуборезного инструмента меняет не только параметры зубчатых колес, но и зацепления в целом, поэтому при исправлении смещением, рассматривается суммарный коэффициент смещения (x_Σ).

Нормальное или нулевое зацепление, при котором $x_\Sigma = 0$, может быть в двух случаях – когда $x_1 = x_2 = 0$, т.е. колеса не исправленные, и когда $x_1 = -x_2$. И в том и другом случае делительные и начальные окружности будут совпадать, т.е. $\alpha = \alpha_w$, а $a = a_w$ (смотрите выражения (1) и (2)). При исправленных колесах это исправление будет называться высотным, так как изменяется высота головки и ножки зуба.

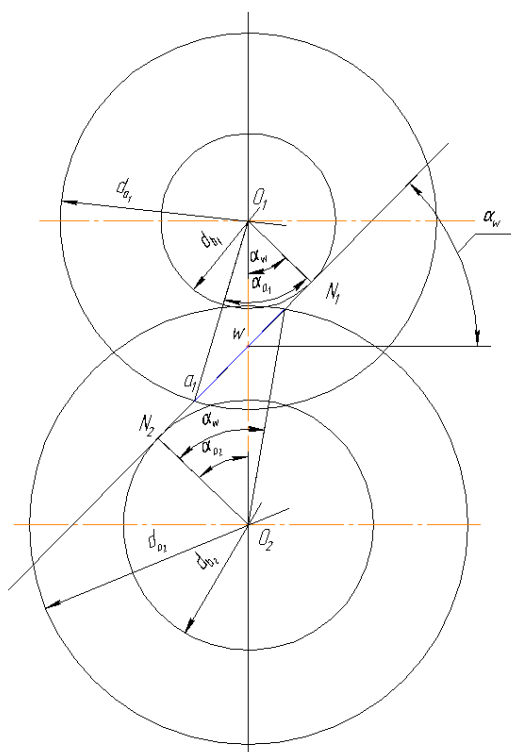
Положительное зацепление, при котором $x_\Sigma > 0$. В этом случае начальные окружности будут больше делительных и $\alpha < \alpha_w$, а $a < a_w$.

Отрицательное зацепление, при котором $x_\Sigma < 0$. В этом случае начальные окружности будут меньше делительных и $\alpha > \alpha_w$, а $a > a_w$.

В последних двух случаях такое исправление называется угловым.

6. Качественные параметры зацепления и выбор коэффициентов смещения при исправлении колёс

Качественные параметры зацепления дают возможность оценить передачу в отношении плавности и бесшумности зацепления, возможного износа и прочности зубьев и сравнить ряд передач по этим показателям.



6.1. Коэффициент перекрытия

Коэффициент перекрытия характеризует непрерывность и плавность зацепления. Для того, чтобы передача была плавной и непрерывной, необходимо чтобы работа одной пары зубьев перекрывалась работой следующей пары зубьев.

Коэффициент перекрытия определяется

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\varphi_{\alpha_1}}{\tau_1} = \frac{\varphi_{\alpha_2}}{\tau_2}$$

где φ_{α_1} и φ_{α_2} - угол торцевого перекрытия (угол, на который поворачивается колесо от начала входа в зацепление пары зубьев до выхода из зацепления этой же пары зубьев)

τ_1 и τ_2 - угловой шаг 1-го и 2-го колеса, соответственно.

$$\varphi_{\alpha_1} = \frac{(a_1 a_2)}{r_{b_1}}; \quad \varphi_{\alpha_2} = \frac{(a_1 a_2)}{r_{b_2}}$$

$(a_1 a_2)$ – длина активной линии зацепления.

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{z_1}; \quad \tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}$$

Выразим длину активной линии зацепления через число зубьев и угол зацепления

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\varphi_{\alpha_1}}{\tau_1} \cdot \frac{r_{b_1}}{r_{b_1}} = \frac{(a_1 a_2)}{p_{b_1}} = \frac{a_1 w + w a_2}{p_{b_1}} = \frac{r_{b_1}}{p_{b_1}} \text{ или } \frac{2\pi z_1 r_{b_1}}{2\pi z_1 p_{b_1}} (tg \alpha_{a_1} - tg \alpha_w) + \frac{2\pi z_2 r_{b_2}}{2\pi z_2 p_{b_2}} (tg \alpha_{a_2} - tg \alpha_w)$$

p_{b_1} во втором слагаемом заменили на p_{b_2} , так как

$$p_w = \tau_1 \cdot r_{w_1} = \tau_2 \cdot r_{w_2}$$

$$p_w = \frac{\tau_1 \cdot r_{b_1}}{\cos \alpha_w} = \frac{\tau_2 \cdot r_{b_2}}{\cos \alpha_w} \text{ или}$$

$$p_w \cdot \cos \alpha_w = p_{b_1} = p_{b_2}$$

$$\text{Учитывая, что } \tau_1 = \frac{2\pi}{z_1}; \quad \tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}, \text{ а}$$

$p_b = \tau \cdot r_b$ получим аналитическое выражение для коэффициента перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1}{2\pi} (tg \alpha_{a_1} - tg \alpha_w) + \frac{z_2}{2\pi} (tg \alpha_{a_2} - tg \alpha_w)$$

Как видно из этого выражения ε_{α} не зависит от модуля, а зависит от числа зубьев и коэффициентов смещения. С увеличением суммарного положительного смещения коэффициент перекрытия уменьшается.

$$\text{Из треугольника } O_1 N_1 a_1, \cos \alpha_{a_1} = \frac{r_{b_1}}{r_{a_1}}, \text{ тогда } \alpha_{a_1} = \arccos \frac{r_{b_1}}{r_{a_1}}, \text{ а}$$

$$\alpha_{a_2} = \arccos \frac{r_{b_2}}{r_{a_2}}$$

Рекомендуется брать для тихоходных передач ε_{α} не менее 1,05, что обеспечивает непрерывность процесса зацепления с 5% запасом.

6.2. Коэффициент скольжения

Коэффициент скольжения учитывает влияние геометрических и кинематических параметров на величину проскальзывания, а, следовательно, и износа профилей зубьев в процессе зацепления.

При зацеплении двух колес профиль одного зуба перекачивается со скольжением по профилю другого зуба. Наличие скольжения при одновременном нажатии одного профиля на другой приводит к износу профилей. Величина проскальзывания профилей характеризуется коэффициентом скольжения.

Дуги перекачиваются одна по другой со скольжением за время Δt . Эти дуги разные по длине.

Разность длин дуг профилей зубьев, находящихся в контакте за малый промежуток времени Δt составляет дугу скольжения.

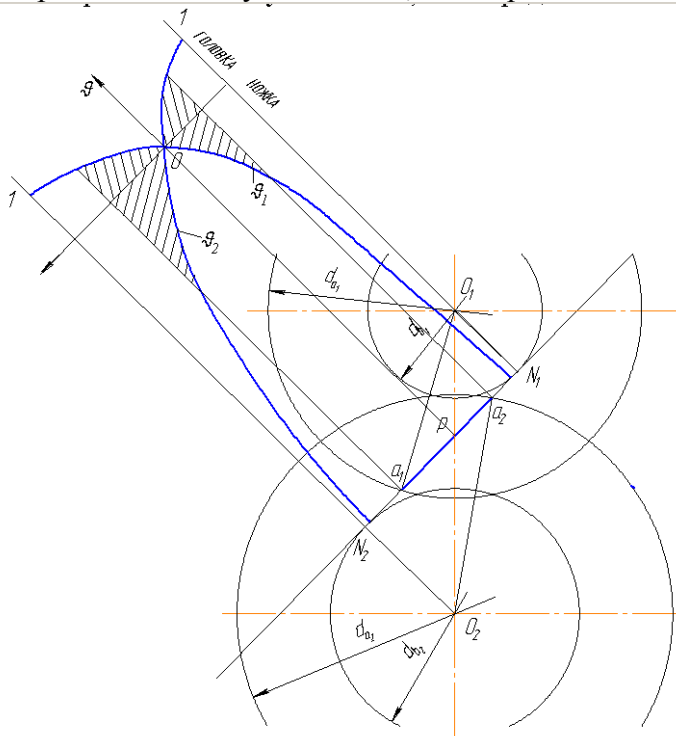


Коэффициенты скольжения для шестерни и зубчатого колеса определяются выражениями

$$g_1 = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta S_1 - \Delta S_2}{\Delta S_1} = 1 + u_{21} \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

$$g_2 = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta S_2 - \Delta S_1}{\Delta S_2} = 1 + u_{12} \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

где ρ_1, ρ_2 радиусы кривизны в точке контакта (К) профилей зубьев первого и второго колеса. С учётом того, что передаточное отношение можно



определить через радиусы начальных окружностей колёс, а радиусы кривизны профилей зубьев в точке контакта (К) равны расстоянию от этой точки до точки касания основной окружности N_1 и N_2 (по свойству эвольвенты), выражения для определения коэффициентов скольжения можно записать в следующем виде

$$g_1 = 1 + \frac{r_{w1}}{r_{w2}} \frac{KN_2}{KN_1}$$

$$g_2 = 1 + \frac{r_{w2}}{r_{w1}} \frac{KN_1}{KN_2}$$

Подставив в полученные выражения граничные положения точки контакта (N_1 , N_2), можно увидеть (см. рисунок) что, коэффициент скольжения изменяется от +1 у вершины зуба до $-\infty$ у ножки зуба, проходя через 0 в полюсе зацепления. Но так, как точка контакта при вращении колёс перемещается на линии зацепления от точки a_2 , до

точки a_1 , то коэффициент скольжения у ножки зуба имеет конечное значение (см. на рисунке заштрихованную зону), хотя, как правило, большее, чем при вершине зуба. В полюсе зацепления скольжение отсутствует (чистое перекатывание).

С учетом того, что зуб колеса участвует в зацеплении меньшее число раз, чем зуб шестерни, целесообразно сопоставлять величины \mathcal{G}_1 и \mathcal{G}_2 через u_{12} . Это имеет особое значение при больших передаточных отношениях.

6.3. Коэффициент удельного давления

Этот коэффициент учитывает геометрию профилей зубьев на величину контактных напряжений, которые могут достигать значительной величины и приводить к выкрашиванию материала на рабочей поверхности зубьев.

Контактные напряжения определяются по формуле Герца

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{F}{b \cdot \cos \alpha} \cdot E \frac{1}{\rho}}$$

где F- окружная сила взаимодействия зубьев; b- ширина зубчатых колёс; E – приведенный модуль упругости материалов колёс ($E = 2E_1E_2/(E_1+E_2)$); ρ – приведённый радиус кривизны эвольвентных профилей зубьев в точке контакта ($\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ где + -

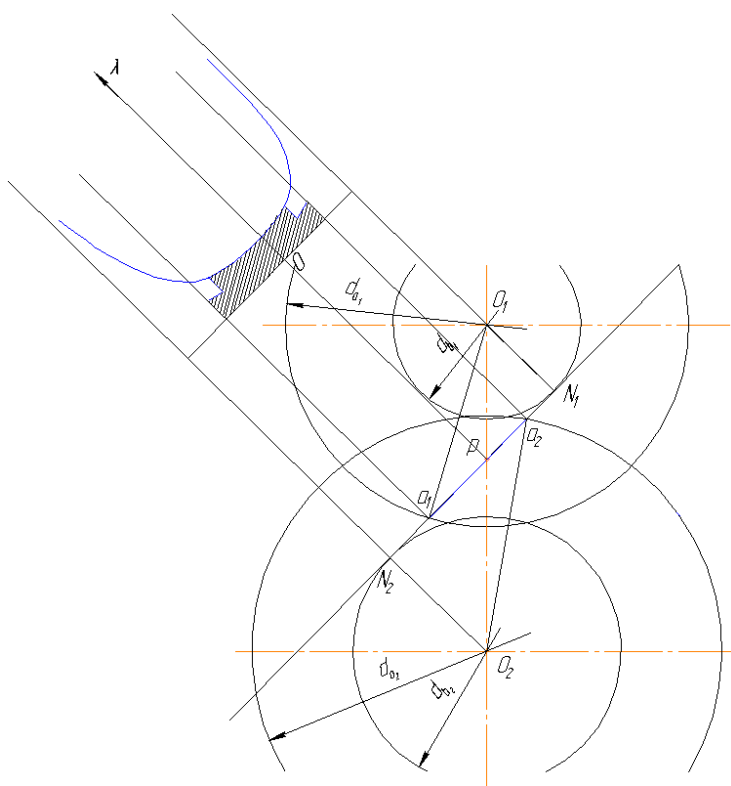
для внешнего зацепления, а – для внешнего зацепления).

Для текущего момента, исходя из свойств эвольвенты, для внешнего зацепления можно записать

$$1/\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \cdot \rho_2} = \frac{N_1 N_2}{N_1 K \cdot N_2 K}$$

Коэффициентом удельного давления λ называется отношение

$$\lambda = \frac{m}{\rho} = \frac{m \cdot N_1 N_2}{N_1 K \cdot N_2 K}$$



Коэффициент λ не зависит от модуля, так как ρ пропорционален модулю, зависит от положения точки контакта на линии зацепления и минимален в начале и в конце зацепления за счёт перекрытия в зацеплении.

6.4. Выбор коэффициентов смещения для передач с внешними зубьями. Блокирующие контуры

При назначении коэффициентов смещения x_1 и x_2 для любой передачи должны быть выполнены следующие условия:

- 1) Отсутствие подрезания ножки зуба;
- 2) Отсутствие заострения вершины зуба;
- 3) Непрерывность зацепления ($\varepsilon_a > 1$).

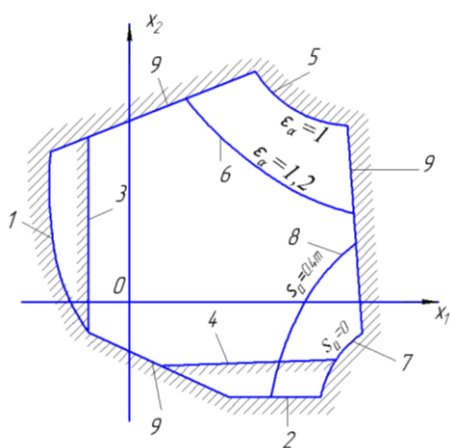
Для передачи с числом зубьев у колёс z_1 и z_2 можно построить в координатах x_1 и x_2 область допустимых значений коэффициентов смещения, удовлетворяющим этим условиям.

Блокирующим контуром называется совокупность линий в системе координат x_1 и x_2 , ограничивающих зону допустимых значений коэффициентов смещения для передачи с числом зубьев z_1 и z_2 .

Для каждой зубчатой передачи можно построить свой блокирующий контур. На рисунке 4 представлен один из возможных блокирующих контуров.

Используя блокирующий контур, можно спроектировать зацепление с требуемыми параметрами. Например, для шестерни взять положительный коэффициент смещения, а, для не изменения межосевого расстояния, у зубчатого колеса взять такой же, но отрицательный ($x_\Sigma = 0$).

Блокирующие контуры для разных пар зубчатых колёс приведены в приложении к стандарту на зубчатые передачи (ГОСТ 16530-83, 16531-83 и 16530-70). Здесь же приведены рекомендации по выбору коэффициентов смещения, формулы и порядок расчёта эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления. Альбом блокирующих контуров можно найти и в справочном руководстве [6].



В данном блокирующем контуре линии означают следующее:

- 1, 2 – подрезание ножки зуба будет, но при этом коэффициент перекрытия будет больше единицы;
- 3, 4 – гарантируют без подрезания;
- 5, 6 – изолинии постоянного коэффициента перекрытия, за 5-ой линией, вне контура, $\epsilon_\alpha < 1$. Таких изолиний может быть несколько;
- 7, 8 – изолинии равной толщины зуба по окружности вершин;
- 9 – за этими линиями, внутри контура не будет интерференции зубьев.

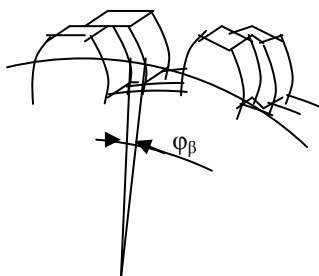
6.5. Эвольвентное косозубое зацепление

В цилиндрических прямозубых колесах касание двух профилей происходит по прямой линии. Если при изготовлении колёс были допущены какие-либо погрешности, то контакт может быть не по всей длине зуба, а коэффициент перекрытия может изменяться до величин меньше единицы. Это приводит к ухудшению условий работы зубчатой передачи, к увеличению шума. Для улучшения работы необходимо увеличить коэффициент перекрытия.

$$\epsilon_\alpha = \frac{\varphi_\alpha}{\tau}$$

Первый путь – увеличить число зубьев – не желателен, так как ведет к увеличению габаритов передачи.

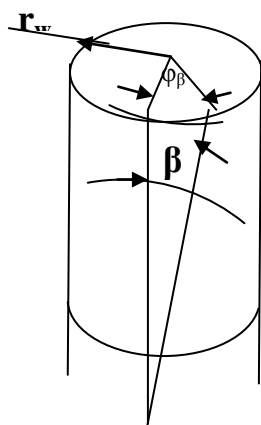
Второй путь – сделать ступенчатые колеса



$$\epsilon_\gamma = \frac{\varphi_\alpha}{\tau} + \frac{\varphi_\beta}{\tau_2} = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta \quad (1)$$

Ступенчатые колеса трудно изготовить!

Третий путь – если колесо сделать резиновым, то его можно скрутить и его зубья изогнутся.



φ_β – угол скручивания (один торец будет опережать другой на φ_β .)

β – угол наклона зубьев на поверхности начального цилиндра.

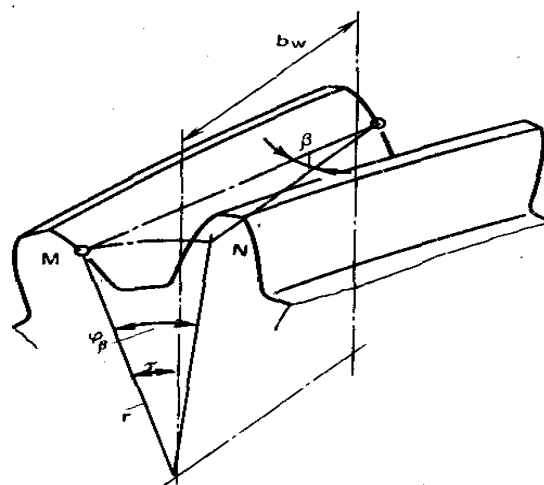
b_w – ширина зубчатого колеса по начальному цилиндру.

$\varphi_\beta \cdot r_w$ – длина дуги на начальной окружности

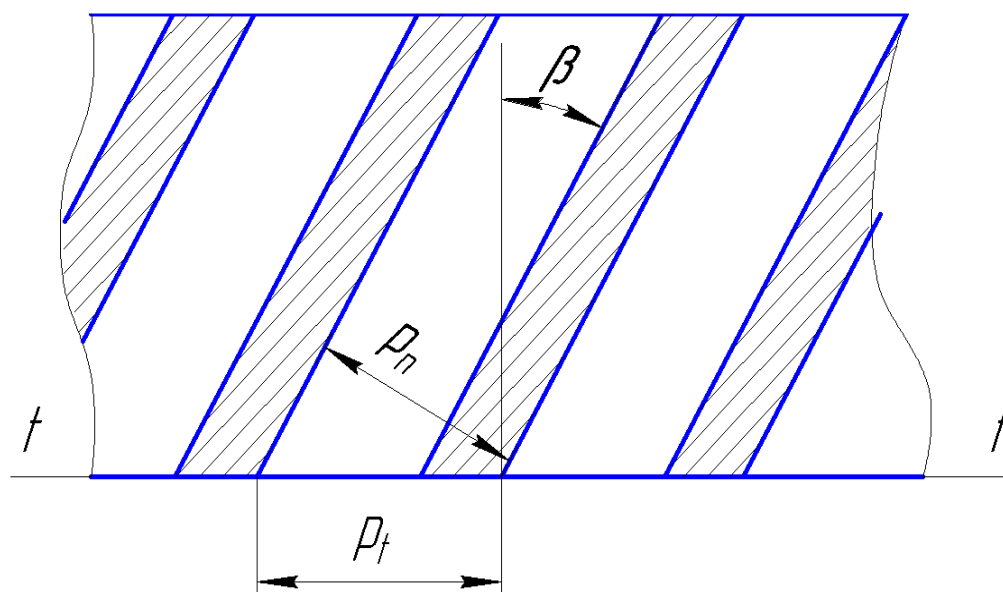
$\varphi_\beta \cdot r_w = b_w \cdot \tan \beta$, отсюда $\varphi_\beta = b_w \cdot \tan \beta / r_w$

$$\varepsilon_\beta = \frac{\varphi_\beta}{\tau} = \frac{b_w \cdot \tan \beta}{r_w \cdot \tau} = \frac{b_w}{p_t} \cdot \tan \beta \quad (2)$$

где p_t – торцевой шаг по начальной окружности.



Развернём поверхность по начальной окружности. На ней будут видны следы зубьев (пересечение зубьев с начальным цилиндром).



$p_n = \pi \cdot m$ - так как косозубые колёса изготавливаются стандартным инструментом, только поворачивают плоскость заготовки на угол β .

Используя выражение (2) и рисунок можно получить выражение для дополнительного коэффициента перекрытия косозубого зацепления ε_β .

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{\pi \cdot m}{\cos \beta}$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_t} \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{\psi \cdot m \cdot \cos \beta}{\pi \cdot m} \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{\psi}{\pi} \cdot \sin \beta$$

Преимущества косозубых колёс

1. Увеличивается плавность зацепления
2. Увеличивается прочность зубьев

Недостатки

1. Уменьшается КПД передачи
2. Требуется принимать меры для компенсации осевой нагрузки (радиально-упорные подшипники, шевронные колёса).

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

2.1 Лабораторная работа №1 (2 часа).

Тема: «Составление кинематических и структурных схем механизмов. Структурный синтез механизмов с использованием персональных компьютеров»

2.1.1 Цель работы: научить студентов строить структурные и кинематические схемы механизмов по реальным механизмам или их моделям. Проводить структурный синтез механизмов, используя компьютерные технологии

2.1.2 Задачи работы:

1. Построить структурные и кинематические схемы механизмов по реальным механизмам или их моделям

2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. APM WinMachine
2. Персональный компьютер

2.1.4 Описание (ход) работы:

1. Кинематическая схема механизма

Для кинематического и динамического исследования механизмов пользуются кинематической схемой механизма, под которой понимают такое изображение всего механизма в целом и отдельных его частей, которое отчетливо показывает, из каких звеньев и кинематических пар состоит механизм. Правильно составленная кинематическая схема должна удовлетворять следующим условиям:

1. На кинематической схеме должно быть указано все, что необходимо знать для кинематического исследования механизма. Все лишнее, не имеющее отношения к геометрии движения механизма, на кинематической схеме не показывается.

2. Кинематическая схема должна быть построена в определенном масштабе с точным соблюдением относительного расположения звеньев и пар; с указанием величины масштаба, размеров звеньев и расстояния между неподвижными точками и линиями

Для целей лабораторной работы достаточно изобразить структурную схему механизма, которая вычерчивается без масштаба, но с соблюдением пропорций длин звеньев.

2. Условные изображения кинематических пар и звеньев

При составлении кинематических схем пользуются условными изображениями кинематических пар и звеньев.

Условные изображения звеньев должны быть, во-первых, наиболее простыми как по виду, так и по начертанию, во-вторых, они должны обладать достаточной наглядностью.

Изображения кинематических пар должны по возможности давать представление о характере относительного движения звеньев, составляющих кинематическую пару.

При изображении звеньев надо от конструктивной формы звена отвлекаться и изображать звено прямой линией, соединяющей центры кинематических пар, которыми данное звено присоединяется к соседним звеньям. Если в звено входит три кинематических пары (вращательные), то оно изображается треугольником, стороны которого прямые, соединяющие центры шарниров. Если в звено входит **К** вращательных пар, то оно

изображается **К** – угольником, который заштриховывается целиком. Все описанные случаи показаны на рис. 1 (а, б, в).

Условные обозначения звеньев и кинематических пар можно найти в любом учебнике по ТММ.

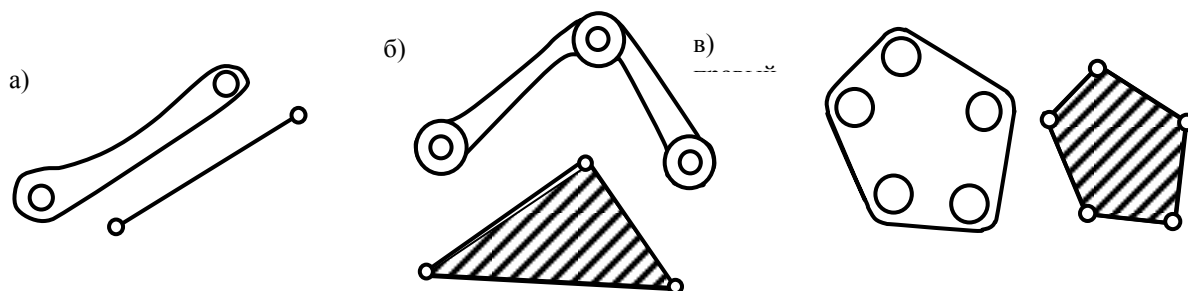


Рисунок 1.1.

3. Методика составления кинематических схем

Составление кинематической схемы связано с изучением структуры механизма.

Незнание структуры механизма может привести к ошибкам при составлении его кинематической схемы.

Порядок составления кинематической схемы:

1. Имея перед собой машину или ее модель, необходимо, прежде всего, разобраться в характере относительного движения отдельных звеньев, для чего надо медленно поворачивать ведущее звено модели и наблюдать за движением ее отдельных звеньев.

2. Наблюдая за относительным движением звеньев, легко установить, какими кинематическими парами они соединены. При этом надо быть очень внимательным, чтобы не допустить ошибки: относительные перемещения двух звеньев могут остаться незамеченными и кинематическую пару можно принять за жесткое соединение.

3. Разобравшись в относительном движении звеньев, надо составить структурную схему механизма на листке бумаги, от руки, и произвести подсчет звеньев и кинематических пар.

При этом, чтобы не сбиться в подсчете, рекомендуется пронумеровать звенья цифрами, кинематические пары – прописными латинскими буквами.

Выписываем:

n – число подвижных звеньев;

p_5 – число кинематических пар пятого класса;

p_4 – число кинематических пар четвертого класса.

После этого подсчитываем степень подвижности механизма по формуле П.Л.

Чебышева.

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

Пассивные звенья и пары, а также звенья с лишней степенью свободы, надо в самом начале изучения структуры механизма выделить и в уравнении для подсчета степени подвижности не включать.

4. Дальнейшая работа по составлению кинематической схемы производится в следующем порядке:

- а) определяются размеры звеньев механизма и расстояние между неподвижными точками и линиями;
- б) строится на отдельном листе бумаги в масштабе кинематическая схема механизма. При построении кинематической схемы необходимо придерживаться следующего порядка:
- а) выбрать масштаб построения, как указано выше;
- б) наметить на листе бумаги все неподвижные точки и линии;
- в) построить ведущее звено в определенном положении и от него делать дальнейшее построение. Для обозначения звеньев и кинематических пар применять установленные условные обозначения.
- г) когда все построения будут сделаны, надо схему обвести четкими линиями, размеры между неподвижными точками, линиями проставить прямо на чертеже, пронумеровать звенья и обозначить пары. Если в состав механизма входят высшие пары, то надо дополнительно построить схему заменяющего механизма (структурную схему механизма).

Замена высшей кинематической пары производится в следующем порядке:

- а) в точке контакта элементов высшей кинематической пары проводится касательная, а затем нормаль;
- б) методом хорд или окружностей определяются положения центров кривизны профилей звеньев на нормали;
- в) в центрах кривизны образуются вращательные кинематические пары, вращательная пара, расположенная в бесконечности заменяется поступательной с осью на прямолинейной части профиля звена;
- г) образованные кинематические пары соединяются между собой фиктивным (условным) звеном;
- д) оставшиеся элементы соединяются каждый с тем звеном, в центре кривизны профиля которого образована кинематическая пара.

Полученные, в результате замены, фиктивные звенья проводят пунктиром на кинематической схеме механизма, а затем заменяющий механизм изображается отдельно. В образце журнала лабораторных работ, в приложении, приведена кинематическая схема механизма привода клапанов двигателя внутреннего сгорания, на которой произведена замена высших пар (показано пунктиром). Ниже, в этом же приложении схема заменяющего механизма изображе

4. Структурный синтез механизмов с использованием APM Slider пакета программ APM WinMachine

Модуль **APM Slider** это система, предназначенная для структурного синтеза и кинематического синтеза и анализа, плоских шарнирно-рычажных механизмов первого и второго класса с одной степенью подвижности. Система разработана научно-техническим центром «Автоматизированное проектирование машин». При помощи этой системы можно провести структурный синтез (построить кинематическую модель) и кинематический анализ шарнирно-рычажного четырехзвенника, кривошипно-ползунного и кулисного механизмов, а также других механизмов, построенных на их основе.

В основу структурного синтеза положен, хорошо известный, принцип Ассура.

Построить кинематическую схему механизма, которая является его кинематической моделью, можно двумя путями. Или выбрать готовый механизм с одной группой, или взять первичный механизм первого класса и присоединять к нему группы Ассура. При этом можно корректировать длины звеньев, их положение и положения шарниров на

звеньях. Размеры механизма могут быть практически неограниченными, так как имеется возможность масштабирования.

При кинематическом исследовании механизма определяются перемещения, скорости и ускорения (как линейные, так и угловые) звеньев и траектории отдельных точек механизма, а также аналоги скоростей и ускорений. При расчете параметров положения звеньев графически строятся, что позволяет наблюдать движение звеньев на мониторе.

Результаты расчетов можно вывести на печать, как в виде табличных значений, так и в виде диаграмм.

Приставка Win означает, что программы работают в среде Microsoft Windows и поэтому, как и все Windows программы, модуль **APM Slider**, предоставляет пользователю удобный и интуитивно понятный интерфейс.

4.1. Порядок выполнения работы

Работу начинать с клавиш **Пуск | Программы | APM WinMachine | APM Slider**. После запуска программы на монитор будет выведена рабочая область (рис.1), основное меню с панелью инструментов (рис.2) и строка состояния (рис.3).

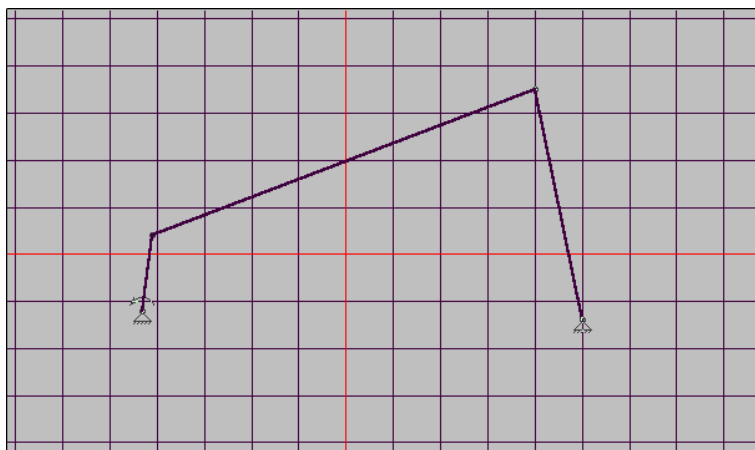


Рис.1. Рабочая область.

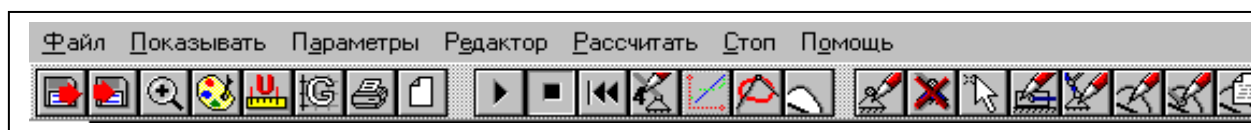


Рис.2. Основное меню и панель инструментов.

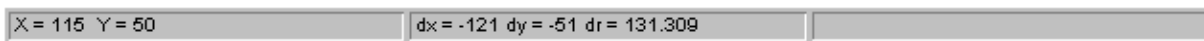


Рис.3. Строка состояния

Собрать кинематическую схему механизма можно, используя команду меню **Механизм** или кнопки инструментальной панели. Кнопки инструментальной панели иницируют команды, показанные на рис.4 (показаны минимально необходимые кнопки). Для выполнения команды с помощью инструментального меню необходимо щелкнуть левой кнопкой мыши на нужной кнопке. Сборка механизма начинается с команды **Вставить Шарнир**, для этого нужно щелкнуть по соответствующей кнопке (Рис.4), после чего подвести указатель мыши в то место рабочей области где будет

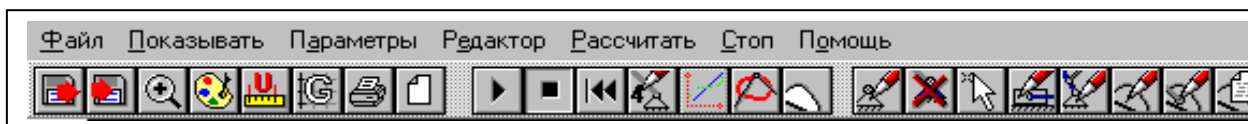




Рис.4. Панель инструментов и команды соответствующих кнопок.

установлена опора ведущего звена (координаты указателя мыши в рабочей области можно наблюдать в строке состояния в левой её части. Эти координаты соответствуют числам на горизонтальных и вертикальных размерных линейках (Рис.5)) и щелкнуть по левой кнопке мыши. Появится окно Параметры ведущего звена, в котором нужно задать число расчетных положений (задать 100 положений), начальный угол ведущего звена и нажать кнопку Выбрать схему. Появится окно Выбрать механизм (Рис.6) в котором нужно найти механизм с первой присоединенной группой (по вашему заданию) и указателем мыши щелчком активировать его. Заполнить в этом окне таблицу с исходными данными, обратив внимание на единицы измерения, щелкнуть по клавише ОК.



Рис.5. Горизонтальная размерная линейка

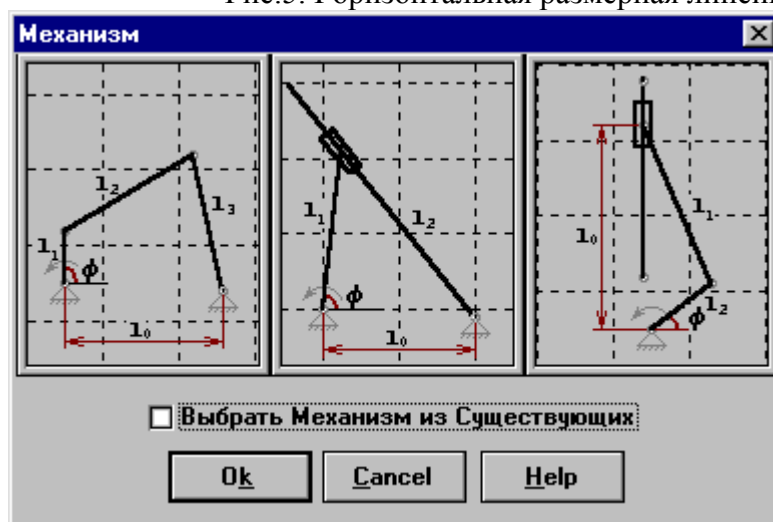


Рис.6. Окно Выбрать механизм.

Механизм будет изображен в рабочей области в натуральном масштабе и поэтому может не уместиться в рабочей области. С помощью кнопки Масштаб (рис.4) и появившегося диалогового окна Масштаб (Рис.7), подобрать нужный масштаб. Масштаб может быть подобран заранее.

Для присоединения группы второго вида необходимо нажать кнопку **Вставить ползун** и подведя указатель мыши к шарниру на ведущем звене, нажав левую клавишу и

не отпуская её, вести появившейся ползун на его место. Направляющую ползуна можно отредактировать перемещением шарнира на её конце, используя кнопку **Перемещение шарнира** (Рис.4).

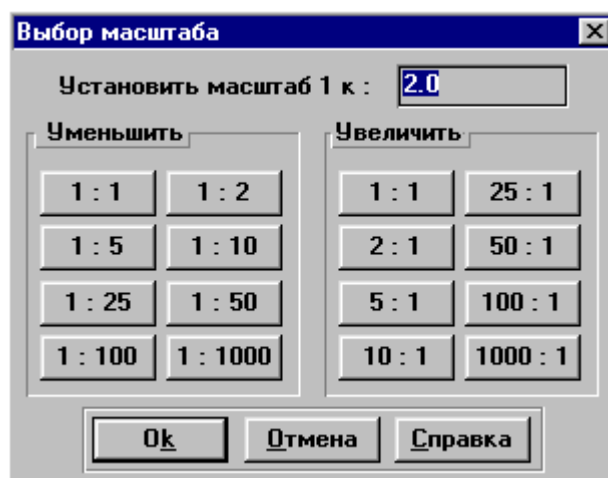


Рис.7. Диалоговое окно **Выбор масштаба**.

Если на ведущем звене нет того шарнира, к которому присоединяется группа (ведущим для второй группы может быть любое звено существующего механизма), его можно поставить в любом месте на любом звене, используя кнопку **Вставить шарнир в тело**. Существующие звенья можно нарастить, сделать треугольником, используя кнопку **Вставить тело**, для этого нужно подвести указатель мыши к тому звену, которое вы хотите изменить, нажать левую кнопку мыши и не отпуская её перемещать до получения необходимых размеров звена. Привязка указателя мыши к звену видна по изменению толщины звена, однако она может быть затруднена при масштабе уменьшения.

Любой шарнир в механизме можно перемещать, используя кнопку **Перемещать шарнир**, при этом шарнир будет всегда связан с тем звеном, на котором он находился, даже если визуально он не будет находится на этом звене. При перемещениях шарниров (при редактировании), соединяющих звенья, длины звеньев будут меняться, поэтому в программе предусмотрена возможность редактирования их длин. При нажатии кнопки **Параметры звена** у указателя мыши появляется знак вопроса. Подведя указатель мыши к нужному звену (трудности привязки остаются те же) и, нажав левую клавишу, вызываем диалоговое окно редактирования параметров звена (рис.8), где

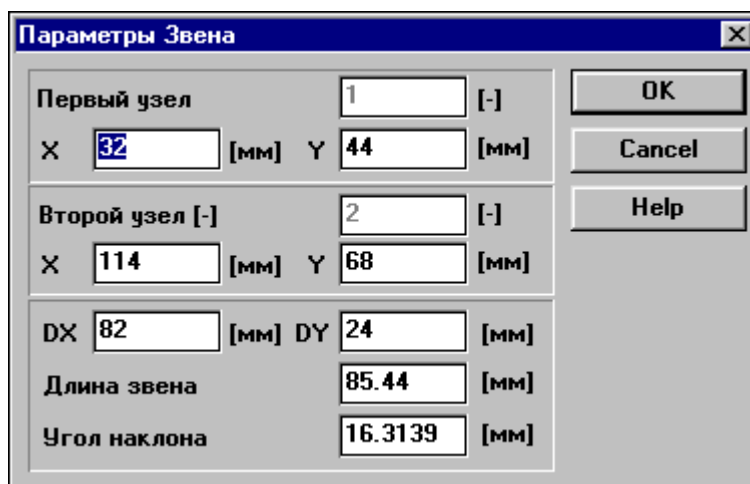


Рис.8. Окно редактирования параметров звена.

можно не только точно установить длину звена, но и установить угол наклона и ряд других показателей. Внимание, если в появившемся окне нет никаких цифровых данных, то следует нажать кнопку ОТМЕНА (Cancel), в противном случае программа выполнит не допустимую операцию и компьютер «повиснет».

Для присоединения группы третьего вида поступают аналогичным образом, но при этом используя кнопку **Вставить кулису (Рис.4)**.

При присоединении к существующему механизму группы первого вида необходимо воспользоваться командой **Вставить шарнир**. Подведя указатель мыши к нужному шарниру, нажать левую кнопку и не отпуская её, рисовать звено до следующего шарнира, затем снова щелкнуть левой кнопкой и дорисовать второе звено группы. При этом в ненужном месте может оказаться стойка, которая при первом расчете исчезнет.

После того, как кинематическая схема механизма будет собрана, можно выполнить расчеты, для чего нужно нажать кнопку **Рассчитать** в главном меню или на панели инструментов (Рис.2, Рис.4). При выполнении расчета в каждом положении механизм будет перерисовываться в рабочей области. Для завершения расчета необходимо нажать кнопку **Стоп** (Рис.2, Рис.4). Для возвращения механизмов в исходное состояние необходимо нажать кнопку **Вернуть в начало** (Рис.4).

Для того, что бы результаты расчетов были доступны, необходимо, что бы в строке состояния в правой части было написано «**Рассчитано: 100%**».

Команда **Результаты** (Рис.2, Рис.4) необходима для просмотра результатов. По этой команде появляется окно параметров результатов (рис9). В этом окне необходимо указать следующие параметры: Начальная угловая скорость ведущего звена, номера шарниров для вывода графиков. Номера шарниров можно увидеть на механизме, если нажать кнопку **Номера шарниров** (Рис.4). Далее следует указать какие параметры необходимо показывать: скорости, ускорения, траектории, перемещения или аналогичные угловые параметры. Нужно указывать, относительно каких узлов вычисляются значения. Причем для каждого узла должен быть указан шарнир, относительно которого он перемещается. Например, для набора узлов 1,2,4,5,8 в блоке **Относительно** можно указать 2,1,3,4,1, тогда угловые перемещения узла 1 будут считаться относительно шарнира 2, шарнира 8 - относительно первого и т.д. Далее необходимо указать, что будет откладываться по оси x: время или угловое перемещение первого звена.

Графики

Начальная Угловая Скорость (ω_0) [1/с]

Номера Шарниров для Вывода Графиков [-]

Передат. Функции

- ☐ V_{qx} ☐ A_{qx}
- ☐ V_{qy} ☐ A_{qy}
- ☐ V_q ☐ A_q

По Осям:

- ☐ Скорость по X (V_x)
- ☐ Скорость по Y (V_y)
- ☐ Ускорение по X (a_x)
- ☐ Ускорение по Y (a_y)

- ☐ Перемещение по X
- ☐ Перемещение по Y
- ☐ Траектория
- ☐ Полная Скорость
- ☐ Полное Ускорение

Угловые Параметры

- ☐ Угловое Перемещение
- ☐ Угловая Скорость
- ☐ Угловое Ускорение

Ось X

- ☐ Время (с)
- ☐ Угол (Град)

☐ Аналог Угловой Скорости ☐ Аналог Углового Ускорения

Относительно Шарнира (ов)

Рис. 9. Окно **Результаты**.

После того, как все параметры заданы, можно нажать **Ок**, после чего программа перейдет в режим просмотра результатов. Результаты выводятся в виде графиков (которые можно вывести на печать), но можно и просмотреть в табличном виде. Знаки всех кинематических параметров, как линейных, так и угловых относятся к системе координат, изображенной на кнопке **Результаты**, поэтому механизм нужно изображать так, чтобы движение выходного звена совпадало с одной из осей (**x** или **y**). Например, V-образный компрессор необходимо повернуть на 45^0 в любую сторону, тогда направления движений ползунов будут совпадать с осями системы координат.

Кроме, вышеприведенных результатов, также можно посмотреть траектории движения всех узлов, для этого нужно нажать кнопку **Траектория**.

Отчет о работе должен содержать:

1. Схему механизма с системой координат, в которой считались кинематические параметры и траектория движения отдельных точек (указанных центров масс, точек, лежащих на выходном звене механизма);
2. Диаграммы кинематических параметров выходных звеньев, которые можно начертить от руки или распечатать на принтере.

2.2 Лабораторная работа №2 (2 часа).

Тема: «Синтез кулачковых механизмов с использованием персональных компьютеров»

2.2.1 Цель работы: Получить навыки проектирования механизмов с использованием компьютерных технологий

2.2.2 Задачи работы:

1. Спроектировать кулачковый механизм, используя модуль APM Cam системы APM Win Machine. Исходные данные для проектирования взять из своего задания на курсовой проект

2.2.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. APM WinMachine
2. Персональный компьютер

2.2.4 Описание (ход) работы:

1. Ознакомится с руководством пользователя «Система расчета кулачковых механизмов»
2. Выбрать тип кулачкового механизма
3. Ввести геометрические исходные данные
4. Ввести исходные физические данные
5. Задать закон движения кулачка
6. Выполнить расчет
7. Просмотреть результаты расчета

2.3 Лабораторная работа №3 (2 часа).

Тема: «Проверка работоспособности зубчатого цилиндрического редуктора»

2.3.1 Цель работы: Ознакомление с конструкцией редуктора и методикой выполнения проверочного расчета зубчатых цилиндрических передач; оценка работоспособности зубчатых передач редуктора при заданном режиме нагружения.

2.3.2 Задачи работы:

1. Изучить конструкцию редуктора
2. Изучить методику выполнения проверочного расчета зубчатых цилиндрических передач

2.3.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Калькулятор

2.3.4 Описание (ход) работы:

КОНСТРУКЦИЯ РЕДУКТОРА

Редуктор – механизм, служащий для понижения угловой скорости, и соответственно, для повышения вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Редуктор состоит из корпуса, в котором размещаются элементы передачи – зубчатые (червячные) колеса, валы, подшипники и т.д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают устройства для смазывания зацеплений и подшипников или устройства для охлаждения. Для удобства сборки корпус редуктора выполняют разъемным. Обычно плоскость разъема проходит через оси валов. Нижнюю часть называют корпусом (основанием), верхнюю – крышкой. Корпус редуктора состоит из стенок, бобышек, фланцев, ребер и других элементов, соединенных в единое целое.

Крышку фиксируют относительно корпуса штифами и соединяют винтами одного типа и диаметра. Штифты предотвращают взаимное смещение корпусных деталей при растачивании отверстий под подшипники, обеспечивая их точное расположение при повторных сборках.

В редукторах широко применяют картерную систему смазки. Для этого в редуктор заливают через верхний люк масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. При этом образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая смазывает детали внутри редуктора. При длительной работе редуктора внутри корпуса повышается давление, что приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость редуктора сообщают с внешней средой путем установки отдушины в его верхних точках. Для замены масла в нижней части корпуса предусматривают сливное отверстие, закрываемое цилиндрической или конической пробкой. Контроль уровня масла, находящегося в корпусе редуктора, производят с помощью маслоуказателей различных конструкций.

Для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги в редукторах применяют щелевые или манжетные уплотнения.

В соответствии с требованиями технической эстетики корпуса современных редукторов очерчивают плоскими поверхностями и они имеют строгие геометрические формы. Бобышки подшипниковых гнезд и ребра жесткости устранены с наружных поверхностей и их располагают внутрь от стенки корпуса. Фундаментные болты устанавливают в нишах корпуса так, чтобы лапы не выступали за его габариты. Для соединения корпуса и крышки редуктора по всему контуру плоскости разъема выполняют фланцы. На коротких боковых сторонах фланцы располагают внутрь от стенки. На продольных длинных сторонах фланцы корпуса расположены внутрь от стенки, а фланцы крышки – наружу. Чтобы скрыть несовпадение крышки и корпуса из-за погрешностей литья, крышку изготавливают с некоторым напуском. Верхнюю поверхность крышки, служащую технологической базой для обработки плоскости разъема, и саму плоскость разъема выполняют параллельными плоскостями основания корпуса редуктора. Винты крепления крышки корпуса располагают преимущественно по продольным длинным сторонам. При необходимости установки стяжных винтов на коротких боковых сторонах корпуса их размещают в специально выполненных нишах.

Для подъема и транспортировки крышки и собранного редуктора чаще всего применяют проушины, отливаемые заодно с крышкой.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Работоспособность редуктора - это такое его состояние, при котором он способен выполнять заданные функции с параметрами, установленными требованиями технической документации. Работоспособность редуктора при конструировании обеспечивается расчетом зубчатых передач, валов, подбором подшипников и других элементов по соответствующим критериям, выбором материалов, термической или химико-термической обработкой и т. д. Работоспособность зубчатых передач редуктора определяется прочностью активных поверхностей зубьев и прочностью зубьев при изгибе.

На рис.1, а показано напряженное состояние зубьев в зубчатом зацеплении, а на рис.1, б – зуба при нагружении нормальной единичной силой F_n . В точках контакта зубьев по линии зацепления возникают контактные напряжения σ_H , а на ножках зубьев – напряжения изгиба σ_F . В результате действия контактных напряжений на активной поверхности зубьев (рис.1, в) возникает усталостное выкрашивание, а от напряжений изгиба – поломка зубьев (рис.1, г).

Контактная прочность активных поверхностей зубьев обеспечивает требуемую безопасность против усталостного выкрашивания, появления остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя.

Прочность зубьев при изгибе – способность зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного или хрупкого излома, а также от остаточной деформации. Опасная точка располагается на переходной кривой, где растягивающие контурные напряжения достигают максимума.

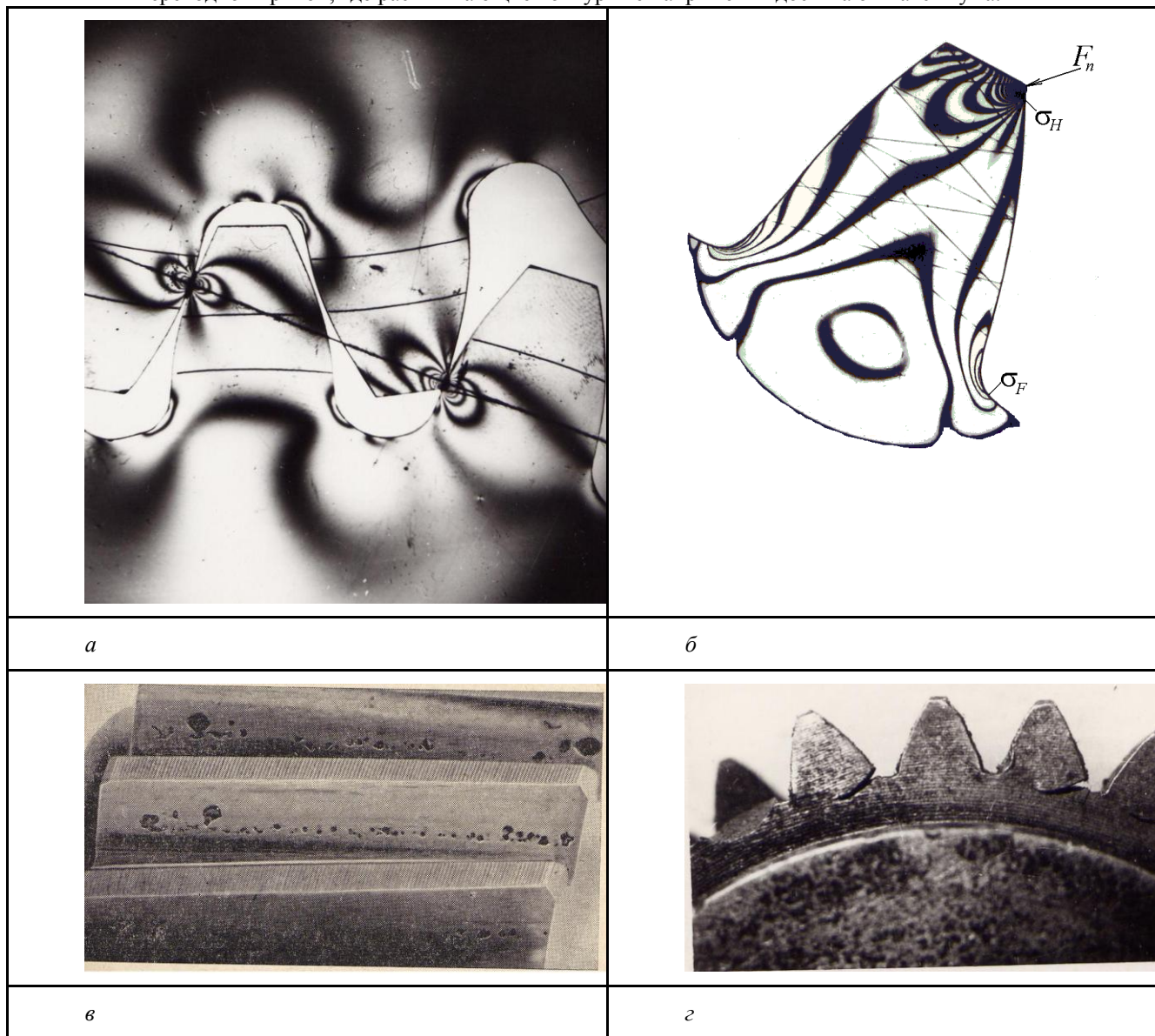


Рис. 1.

Нагрузка, которую зубчатая передача может безотказно передавать (быть работоспособной) в течение заданного срока службы при заданных режимах нагружения и условиях эксплуатации, называется нагрузочной способностью передачи. Различают расчет при номинальной нагрузке и при кратковременной перегрузке. Нагрузочная способность обеспечивается при соблюдении всех условий по табл.1.

Таблица 1

Напряжение	Номинальное	Максимальное
Контактное в передаче	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	$\sigma_{H \max} \leq [\sigma_{H \max}]$
Изгиба шестерни	$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$	$\sigma_{F1 \max} \leq [\sigma_{F1 \max}]$

Изгиба колеса	$\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$	$\sigma_{F2 \max} \leq [\sigma_{F2 \max}]$
---------------	----------------------------------	--

ПРОВЕРКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Исходные данные

Данные по нагрузке, режиму работы проверяемой зубчатой передачи принять из табл. 2 или по диаграмме на рис.2 по указанию преподавателя.

Таблица 2

№	n_z , б/мин	P , кВт	t_{Σ} , год	Диаграмма нагрузки	k	k_h	В%
1	395	1	3		0,33	0,25	0,5
2	25	9	5		0,33	0,25	0,5
3	350	1	0,5		0,67	0,5	0,5
4	395	1	0		0,67	0,5	0,5
5	20	9	2		0,67	0,5	0,5
6	395	2	2		0,67	0,5	0,5

Здесь k_c - коэффициент суточной загруженности; k_h - коэффициент годовой загруженности; В% - продолжительность включения в час. Ресурс (суммарный срок службы в часах) передачи

$$t_{\Sigma} = 365 \cdot 24 \cdot k_c \cdot k_h \cdot \frac{\text{В\%}}{100} \quad (1)$$

<p>Типовые режимы диаграммы нагружения:</p> <p>0 - постоянный;</p> <p>I - тяжелый;</p> <p>II - средний равновероятный;</p> <p>III - средний нормальный;</p> <p>IV - легкий;</p> <p>V - особо легкий.</p>	<p>Рис.2</p>
--	--------------

Режим нагружения может задаваться в виде ступенчатого графика, как показано на рис 2. В отчете должна быть изображена принятая диаграмма нагружения. В дальнейшем на ней наносится эквивалентный режим нагружения для контактных напряжений.

При определении допускаемых напряжений используются эквивалентные числа циклов нагружений N_{HE} и N_{FE} . При стандартных режимах работы $N_{HE} = \mu_H \cdot N_{kH}$ и $N_{FE} = \mu_F \cdot N_{kF}$, где $N_k = 60 \cdot n \cdot t_{\Sigma}$ - суммарное число циклов нагружения за расчетный срок службы передачи (см. табл. 12). Если задан ступенчатый график нагрузки, то эквивалентные числа циклов

$$N_{HE} = \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{\frac{m}{2}} N_i, \quad N_{FE} = \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m N_i$$

В лабораторной работе можно принять показатель степени $m=6$.

Расчеты начинаются с определения расчетной нагрузки. На прочность передач влияют многие факторы. Считается, что большинство их действуют независимо друг от друга, поэтому их влияние учитывается отдельными коэффициентами.

Коэффициенты, относящиеся к нагрузке, обозначаются буквой K , причем при расчете на контактную прочность добавляется индекс H , а на изгибную $-F$. Каждый из этих коэффициентов представляет собой произведение двух. Первый K_F учитывает концентрацию нагрузки вдоль контактной линии, второй $-K_V$ - внутреннюю динамическую нагрузку в зацеплении, связанную с неточностями изготовления.

Специфические коэффициенты при расчете на изгиб обозначаются Y (с соответствующим индексом), а при расчете на контактную прочность $-Z$. В курсах "Детали машин" или "Детали машин и основы конструирования" расчеты по сравнению с ГОСТ 21354-87 несколько упрощены. Они рассчитаны на передачи средней точности. Это позволяет быстро и с необходимой достоверностью производить инженерные расчеты [1]. В особых случаях следует использовать указанный стандарт [2].

Для выполнения прочностных расчетов передач необходимо знание их геометрических параметров. Для двухступенчатого редуктора, предложенного преподавателем, **следует составить кинематическую схему**, произвести замеры параметров колес и корпуса. Материал колес принять по табл.3. Геометрические параметры передач заносятся в табл. 4.

Таблица 3

	Наименование	Материал	Термо- обработка	а, Предел текучести материал МПа	и а, Предел прочност материал МПа
	Шестерня	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	Улучшение , 260..280НВ	700	950
	Колесо	Сталь 45 ГОСТ 1050-88	Улучшение , 192..240НВ	450	750

Таблица 4

№	Наименование параметров и	Способ определения	Быстроходная ступень		Тихоходная ступень	
	единица измерения		Обозн.	Результат	Обозн.	Результат
1	Число зубьев шестерни, $z_{ш}$	сосчитать	z_1		z_3	
2	Число зубьев колеса, z_k	сосчитать	z_2		z_4	
3	Передаточное число ступени	$u = z_k / z_{ш}$	u_B		u_T	
4	Межосевое расстояние, мм	измерить и округлить	a_B		a_T	
5	Высота зуба, мм	измерить	h_B		h_T	
6	Нормальный модуль, мм	$m_n = h / 2,25$	m_{nB}		m_{nT}	
7	Угол наклона линии зуба на делительном цилиндре, град., мин.	$\beta = \arccos \frac{m_n(z_{ш} + z_k)}{2a_w}$	β_B		β_T	
8	Модуль торцовый, мм	$m_t = m_n / \cos \beta$	m_{tB}		m_{tT}	

9	Начальный диаметр шестерни, мм	$d_{wш} = 2a_w / (u + 1)$	d_{w1}		d_{w3}	
10	Начальный диаметр колеса, мм	$d_{wk} = 2a_w u / (u + 1)$	d_{w2}		d_{w4}	
11	Диаметр окружности вершин шестерни, мм	$d_{aш} = d_{ш} + 2(h_{a*}^{*} + x_{ш})m_n$	d_{a1}		d_{a3}	
12	Диаметр окружности вершин колеса, мм	$d_{ak} = d_k + 2(h_{a*}^{*} + x_k)m_n$	d_{a2}		d_{a4}	
13	Диаметр окружности впадин зубьев шестерни, мм	$d_{fш} = d_{ш} 2(+c^{*} - x_{ш})m_n$	d_{f1}		d_{f3}	
14	Диаметр окружности впадин зубьев колеса, мм	$d_{fk} = d_k 2(+c^{*} - x_k)m_n$	d_{f2}		d_{f4}	
15	Ширина венца, мм	измерить	b_{w2}		b_{w4}	

В расчетах принять, что передачи выполнены по восьмой степени точности с видом сопряжения 8-В. Следовательно, колеса имеют 8-ю степень по нормам кинематической точности, плавности работы и нормы пятна контакта зубьев.

2. Определение вращающих моментов и частот вращения зубчатых колес

Вращающие моменты и частоты вращения определяются в последовательности, задаваемой табл.5 и 6.

Таблица 5

	Вращающий момент, Н×м	Расчетная зависимость	Результат
	На валу электродвигателя	$T_{эд} = 9550 \frac{P_{эд}}{n_{эд}}$	
	На конце быстроходного вала	$T_I = T_{эд} \eta_M$	
	На шестерне быстроходного вала	$T_I = T_I \eta_{п}$	
	На колесе промежуточного вала	$T_2 = T_I u \eta_3$	
	На шестерне промежуточного вала	$T_3 = T_2 \eta_{п}$	
	На колесе тихоходного вала	$T_4 = T_3 u_T \eta_3$	
	На конце тихоходного вала	$T_{III} = T_4 \eta_{п}$	
В расчетах принять: $\eta_M = 0,98$ – к.п.д муфты; $\eta_{п} = 0,99$ – к.п.д подшипников; $\eta_3 = 0,97$ – к.п.д зубчатого зацепления			

Таблица 6

	Частоты вращения, об/мин.	Расчетная зависимость	Результат
	Быстроходный вал	$n_I = n_{эд}$	
	Промежуточный вал	$n_{II} = n_I / u_B$	
	Тихоходный вал	$n_{III} = n_{II} / u_T$	

3. Определение расчетного контактного напряжения

Для определения коэффициентов концентрации нагрузки зубчатой передачи необходимо знать расположение зубчатых колес относительно опор. Типовые случаи представлены на рис.3.

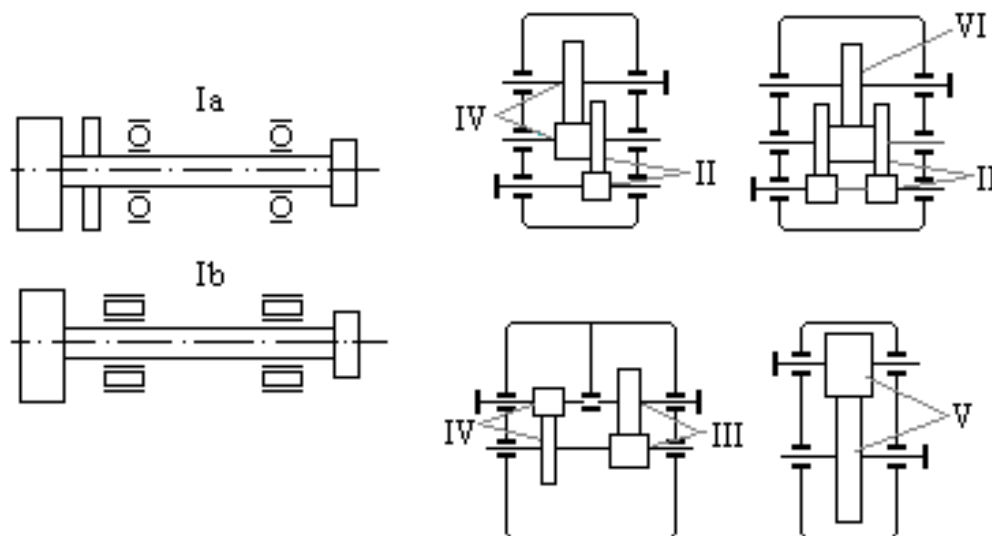
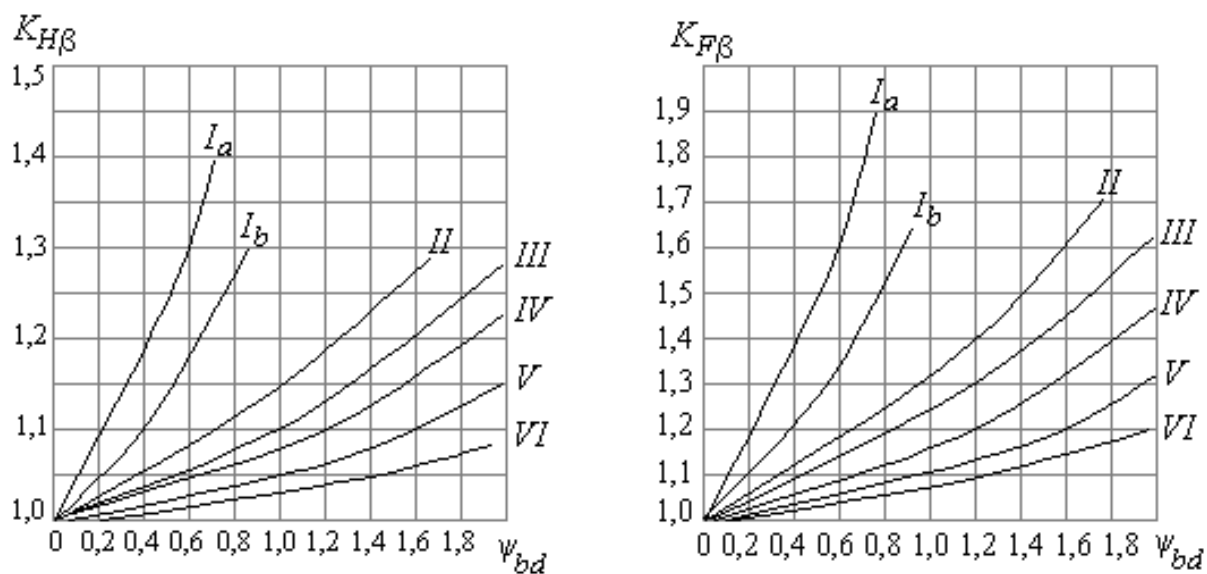


Рис. 3

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ концентрации нагрузки в зубчатом зацеплении определяются по графикам на рис.4 при $\psi_{bd} = b_w/d_1$.

Коэффициенты K_{HV} и K_{FV} динамической нагрузки для 8-й степени точности находятся по табл.7 при $v = \pi \cdot d \cdot n / 60 \cdot 10^3$ м/с.



При $HB_2 \leq 350$

Рис.4

Таблица 7

й	Твердость поверхности зубьев	Коэффици- циенты	Окружная скорость V , м/с				
			1	3	8	10	
$H_2 <$	K_{HV}	05	1,	1,1	,24	1,38	1,48
			1,	1,0		1,15	1,19

350HB		02	8	,10		
	K_{FV}	1,	1,3		1,77	1,96
		10	0	,48	1,30	1,38
		1,	1,1			
		04	2	,19		

Примечание: Верхние числа - прямозубые, нижние – косозубые колеса.

Косозубые передачи имеют преимущество перед прямозубыми в частности в том, что в зацеплении постоянно участвуют не менее двух пар зубьев (рис.5).



Рис.5

Эти контактные линии представляют собой прямые, наклонно расположенные на криволинейной поверхности зуба. Однако нагрузка между ними распределяется неравномерно, что учитывается при расчете на контактную и изгибную прочность коэффициентами $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ соответственно. Выбор значений производится по табл.8.

Таблица 8

Окружная скорость V , м/с	Степень точности		
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Св. 5 до 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30

Контактные напряжения в косозубой цилиндрической передаче определяют по формуле

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{K_H T_1 E_{пр}}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_n} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (2)$$

Коэффициент $Z_{H\beta}$, учитывающий особенности расчета косозубой передачи на контактную прочность, рассчитывается по табл. 9 по формуле

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\epsilon_\alpha}} \quad (3)$$

Таблица 9

Об озн.	Содержание	Зависимость или источник	Резул ь-тат
2	3	4	5
K_H	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.	Из табл. 8 с учетом заданной степени точности и V - окружной скорости передачи	
β	Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	Из табл. 4	
ϵ_α	Коэффициент торцового перекрытия	$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$	

	Z_H	Формула 3	
--	-------	-----------	--

Коэффициент нагрузки K_H при расчете на контактную прочность рассчитывается по табл.10.
Таблица 10

бозн.	О	Содержание	Зависимость или источник	Результат
	1	2	3	4
	K	Коэффициент концентрации нагрузки по длине контактных линий	Зависит от: $\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1};$ 1) параметра, 2) расположения зубчатой передачи относительно опор (см.рис.3); 3) от твердости зубьев (см. рис. 4).	

Окончание таблицы 10

	1	2	3	4
	K	Коэффициент динамичности	Зависит от: 1) V - окружной скорости передачи; 2) степени точности; 3) твердости поверхностей зубьев передачи (см. табл.7).	
			$= K_{H\beta}$	
	T_1	Вращающий момент на шестерне рассматриваемой ступени, Н×мм	См. табл. 5.	
	E	Приведенный модуль упругости зубчатой пары, МПа	$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$	$2,1 \cdot 10^5$
	d_w	Начальный или делительный диаметр шестерни рассматриваемой ступени, мм	См. табл. 4.	
	b_w	Ширина венца колеса рассматриваемой ступени, мм	См. табл. 4.	
	α	Угол зацепления в нормальной плоскости	Для косозубых передач обычно $\alpha_n = 20^\circ$. $\alpha =$	
	σ	Расчетное контактное напряжение, МПа	Формула 2	

4. Определение допускаемого контактного напряжения

Допускаемое контактное напряжение вычисляют по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ Lim}}}{S_H} Z_N \quad . (4)$$

Порядок расчета определяется табл.11, 12 и 13.

Таблица 11

н.	Обоз	Содержание	Зависимость или источник	Результат
	1	2	3	4

$\sigma_{H Li}$	Предел контактной выносливости, МПа	Выбирается по соотношениям в зависимости от термообработки. Зубчатые колеса стандартных редукторов изготавливаются из термоулучшенных сталей. Для них $\sigma_{H Li} = 2 HB_{cp} + 70$.	
S_H	Коэффициент запаса прочности	$\sigma_{H Li}^{1,1}$ - при однородной структуре зуба и $\sigma_{H Li}^{1,2}$ - при неоднородной структуре по объему	

Коэффициент долговечности Z_N учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для временно работающих передач, когда число циклов нагружений меньше базового числа циклов N_{HG} . На рис. 6 приведена кривая усталости в полулогарифмических координатах, поэтому она выглядит ломаной линией. Для точек наклонного участка предел выносливости зависит от числа циклов. Базовое число циклов зависит от твердости рабочих поверхностей зубьев.

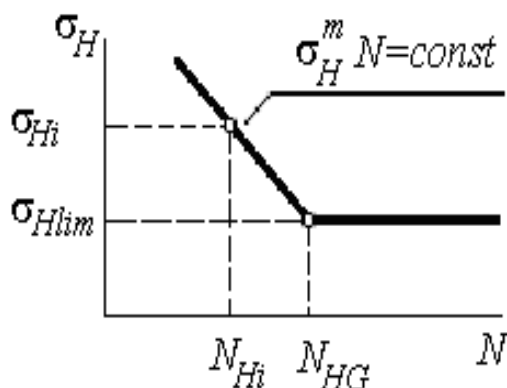
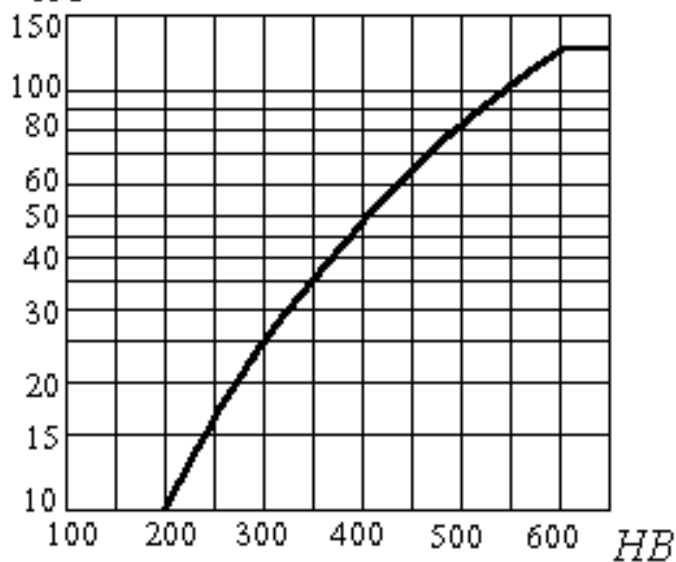


Рис.6

Таким образом, базовые числа для колеса и шестерни различные. Твердость поверхности улучшенных и закаленных зубьев задается в единицах $HВ$ или HRC .

На рис. 7 и 8 приводятся графики для определения базового числа и перевода единиц твердости из одного вида в другой.

$N_{HG}/10^6$



HRC

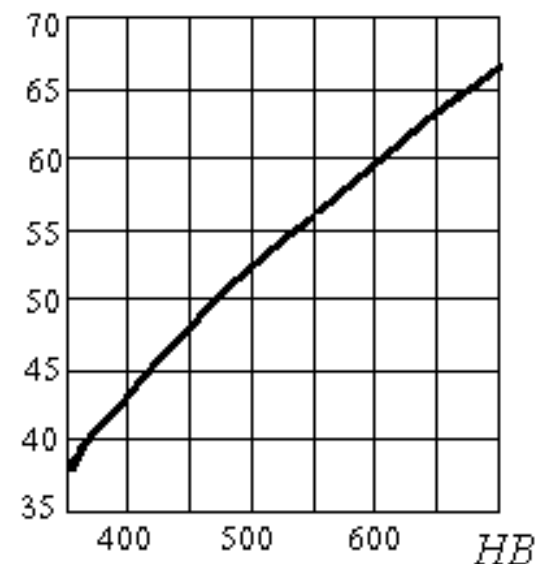


Рис.7 Рис. 8

При расчетах переменный режим нагружения заменяется эквивалентным: нагрузка принимается равной номинальной, а фактическое число циклов - эквивалентным. Коэффициент эквивалентности для стандартных режимов работы в зависимости от вида напряжений выбирается по табл.12.

Таблица 12

Режим работы	Расчет на контактную усталость		Расчет на изгибную усталость			
	Термобработка	μ_H	Термобработка	μ_F	Термобработка	
0	Любая	1,0	Улучшение, нормализация	1,0	Закалка объемная, поверхностная, цементация	1,0
I		0,50		0,30		0,20
II		0,25		0,143		0,10
III		0,18		0,065		0,036
IV		0,125		0,038		0,016
V		0,063		0,013		0,004

Таблица 13

№	Обозн.	Содержание	Зависимость или источник	Результат
1	2	3	4	5
1	N_1	Суммарное число циклов нагружений за расчетный срок службы <i>шестерни рассматриваемой ступени</i>	$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot t_\Sigma$ где n_1 - частота вращения этой шестерни (1/мин), t_Σ - ресурс передачи (см. формулу 1)	
2	μ_H	Коэффициент, зависящий от режима работы.	См. табл. 12	
3	N_{HE1}	Эквивалентное число нагружений шестерни	$= N_1$	
4	N_{HG1}	Базовое число циклов кривой усталости	Определяется по рис. 7 в зависимости от твердости шестерни	
5	N_2	Суммарное число циклов нагружений за расчетный срок службы <i>колеса рассматриваемой ступени</i>	$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot t_\Sigma$ где n_2 - частота вращения этого колеса (1/мин), - ресурс передачи	
6	N_{HE2}	Эквивалентное число нагружений колеса	=	
7	N_{HG2}	Базовое число циклов кривой усталости	Определяется по рис. 7 в зависимости от твердости колеса	

8	Z_{N1}	Коэффициент долговечности шестерни	$= \sqrt[6]{\frac{N_{HG1}}{N_{HE1} \cdot z_1}},$ но $\begin{cases} 2,6 \text{ при } S_{H \min} = 1,1; \\ 1,8 \text{ при } S_{H \min} = 1,2. \end{cases}$	
9	Z_{N2}	Коэффициент долговечности колеса	$= \sqrt[6]{\frac{N_{HG2}}{N_{HE2} \cdot z_1}},$ но ϵ	
10	$[\sigma_{H1}]$	Допускаем. контактное напряжение шестерни	Формула 4	
11	$[\sigma_{H2}]$	Допускаемое контактное напряжение колеса	Формула 4	
12	$[\sigma_H]$	Допускаемое контактное напряжение передачи	Для прямозубой передачи принимается меньшее из $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$. При значительной разности твердости ($H_1 > 350\text{HB}$, а $H_2 < 350\text{HB}$) в косозубых передачах $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2},$ но не более $1,25[\sigma_H]_{\min}.$	

Далее, сравнивая допускаемое и действующее контактное напряжение, сделать заключение о контактной прочности передачи.

4.5. Определение расчетных напряжений изгиба зубьев

Для косозубых колес это напряжение определяется по формуле

$$\sigma_F = Y_{F\beta} \frac{K_F F_t Y_{FS}}{b_w m_n} \quad (5)$$

Коэффициент, учитывающий повышение прочности косозубых колес по сравнению с прямозубыми, вычисляется по формуле

$$Y_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_{\beta}}{\epsilon_{\alpha}} \quad (6)$$

Расчеты производятся по табл. 14.

Таблица 14

боз.	О	Содержание	Зависимость или источник	Результат
	2	3	4	5
	K	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	См. табл. 8	
	Y	Коэффициент, учитывающий наклон зуба	$Y_{\beta} = 1 - \epsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120} \geq 0,7$	

			$\epsilon_{\beta} \approx \frac{b_w \sin \beta}{\pi m_n}$	
	ϵ	Коэффициент торцового перекрытия	См. табл. 9, п. 3	
	Y	Формула 6		

Расчеты по формуле (5) сведены в табл. 15.

Таблица 15

	боз.	Содержание	Зависимость или источник	Результат
		3	4	5
		Коэффициент концентрации нагрузки при изгибе	Зависит от: 1) параметра $\Psi_{bd} = b_w / d_1$; 2) расположения зубчатой передачи относительно опор; 3) от твердости зубьев (см. рис.4).	
	2	3	4	5
		Коэффициент динамичности при изгибе	Зависит от: 1) V –окруж. скорости передачи; 2) степени точности; 3) твердости поверхностей зубьев передачи (см. табл. 7).	
		Коэффициент нагрузки при изгибе	$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$	
		Окружная сила в зацеплении	$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$, здесь T_1 - вращающий момент на шестерне рассматриваемой ступени (см. табл.5); Н d_1 - делительный диаметр этой шестерни, мм	
		Эквивалентное число зубьев:	$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$	
		шестерни	z_{v1}	
		колеса	z_{v2}	
		Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжения	См. [1], рис. 8.20 или $Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2$	
		шестерни	Y_{FS1}	

		колеса	Y_{FS2}	
		3	4	5
		Нормальный модуль данной ступени, мм	Из табл. 4	
		Ширина зубчатого венца колеса, мм	Из табл. 4	
		Напряжение изгиба: для зуба шестерни для зуба колеса	Формула 5 σ_{F1} σ_{F2}	

6. Определение допускаемых напряжений изгиба зубьев

Допускаемые напряжения при расчете на выносливость при изгибе рассчитывают по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FLim}}{S_F} Y_A Y_N \quad (7)$$

Допускаемое напряжение изгиба тоже зависит от фактического числа циклов и режима нагружения.

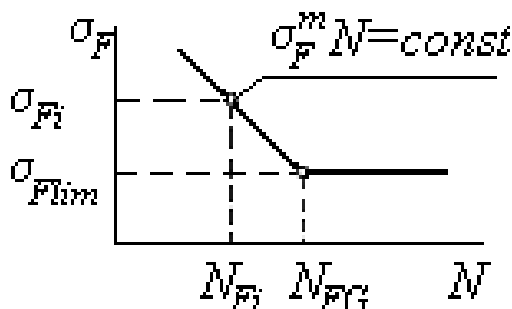


Рис. 9

На рис. 9 показана кривая усталости напряжений изгиба в полулогарифмических координатах.

Предел выносливости $\sigma_{F \lim}$ зависит от материала и термообработки, а базовое число $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ не зависит от материала. Показатель m для $H < 350HB$ равен 6.

Для термоулучшенных колес

$$= 1,8^{HB_{cp}} \quad (8)$$

Для других видов термообработки см. табл. 8.9 [1].

Расчеты по формуле (7) производятся по табл. 16.

Таблица 16

Обозн.	Содержание	Зависимость или источник	Результат
2	3	4	5
	Предел выносливости зубьев при изгибе	Формула (8) и примечание к ней	
Y_A	Учет вида нагружения	Для реверсивных передач $= 0,7 \dots 0,8$; для нереверсивных $= 1$	
S_F	Коэффициент запаса прочности	Для улучшаемых сталей $= 1,75$. Подробнее см. табл. 8.9[1].	

	Y_N	Коэффициент долговечности	$Y_N = \sqrt[m]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}$, не менее 1, но не более 4 (для $H < 350\text{HB}$)	
Определение Y_N				
	N_Σ	Число циклов нагружений	См. табл. 13, п.1,5	
	$N_{\Sigma 1}$	для шестерни		
	$N_{\Sigma 2}$	для колеса		

Окончание таблицы 16

	2	3	4	5
		Эквивалентное число циклов	$N_{FE} = N_\Sigma \mu_F$, где μ_F по табл. 12	
	N_{FE1}	для шестерни	$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} \mu_F$	
	N_{FE2}	для колеса		
	Y_{N1}	для шестерни	п. 4 этой табл.	
	Y_{N2}	для колеса	п. 4 этой табл.	
	$[\sigma_{F1}]$	допускаемое напряжение для шестерни	Формула 7	
	$[\sigma_{F2}]$	допускаемое напряжение для колеса	Формула 7	

Сравнив значения действующих и допускаемых напряжений, сделать заключение об изгибной прочности передачи.

5. Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующие пункты:

- цель работы;
- исходные расчетные данные для исследуемой зубчатой передачи;
- кинематическая схема редуктора;
- основные геометрические параметры исследуемой передачи;
- частоты вращения и вращающие моменты зубчатых колес;
- определение расчетного контактного напряжения передачи;
- определение допускаемого контактного напряжения передачи;
- определение напряжений изгиба зуба для шестерни и колеса;
- определение допускаемых напряжений изгиба зубчатых колес;
- заключение о работоспособности зубчатой передачи.