

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
МНОГОЗВЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ
Методические указания к расчетно-графическим работам

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Структурный анализ плоских зубчатых механизмов	4
1.1. Основные понятия и определения	4
1.2. Структурный анализ плоских зубчатых механизмов	6
2. Кинематический анализ плоских зубчатых механизмов (передач) различного типа	8
2.1. Простая зубчатая передача с внешним зацеплением.....	8
2.2. Простая зубчатая передача с внутренним зацеплением.....	10
2.3. Одноступенчатый зубчатый ряд	12
2.4. Многоступенчатый зубчатый ряд (механизм).....	14
3. Пример решения задачи	18
4. Цилиндрическая зубчатая передача	21
4.1. Эвольвента и эвольвентный профиль зуба	21
4.2. Параметры зубчатого колеса	22
4.3. Параметры зацепления пары нормальных зубчатых колес	25
4.4. Активная поверхность и профиль зуба	30
5. Выполнение и оформление расчетно-графической работы (РГР)	31
5.1. Задачи расчетно-графической работы.....	31
5.2. Оформление пояснительной записки	31
5.3. Методические указания к выполнению РГР.....	33
6. Технические задания	34
7. Список литературы	49

ВВЕДЕНИЕ

В современном машиностроении наиболее распространенным типом механических передач являются зубчатые механизмы, предназначенные для преобразования вращения звеньев с соответствующим изменением их угловой скорости по величине и направлению. В этих механизмах движение осуществляется посредством зацепления зубьев пары колес. Из всех видов передач зубчатые имеют самый высокий КПД и минимальные габаритные размеры. Эти передачи (открытого и закрытого типов) могут работать в самых разнообразных условиях с окружными скоростями звеньев от ничтожно малых до 150 м/с и осуществлять движение между произвольно расположенными в пространстве валами без проскальзывания, т.е. с постоянным передаточным отношением.

1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

1.1. Основные понятия и определения

Устройство, представляющее собой систему тел, предназначенную для преобразования движения одного тела в требуемые движения других тел, называется **механизмом**.

Каждое такое тело или система тел, не имеющих относительного движения между собой, называется **звеном**.

Звено механизма, которому от двигателя сообщается вращение, преобразующееся затем в требуемые движения других звеньев, называется **входным**, или **ведущим (вщ)**.

Звено механизма, совершающее движение, для выполнения которого и спроектирован весь механизм, называется **выходным**, или **исполнительным**. Все остальные подвижные звенья механизма называются **ведомыми (вм)**, или промежуточными.

Все подвижные звенья механизма обозначаются на рисунках разными **арабскими цифрами**, а все неподвижные тела механизма, образующие одну жесткую неподвижную систему тел (фундамент, станину), называются **неподвижным звеном** или **стойкой** и обозначаются одной арабской цифрой (*рис. 1*).

Формирование механизма осуществляется с помощью **кинематических пар** – особых соединений (сопряжений) **двух соприкасающихся звеньев**, допускающих их относительное движение. Конструктивно любая кинематическая пара (КП) представляет собой подвижное сопряжение соединительных частей звеньев, в котором «силовой поток» от одного звена к другому передается за счет их геометрического или силового замыкания (притяжения силами упругости, тяжести, а также рабочими нагрузками). Соединенные части звеньев могут контактировать друг с другом и в ненагруженном состоянии. Элементами контакта звеньев могут являться точка, линия или поверхность.

Кинематические пары передают нагрузки и движение, обеспечивая, в большинстве случаев, работоспособность и надежность механизма в целом. Поэтому их правильный выбор чрезвычайно важен при создании механизмов.

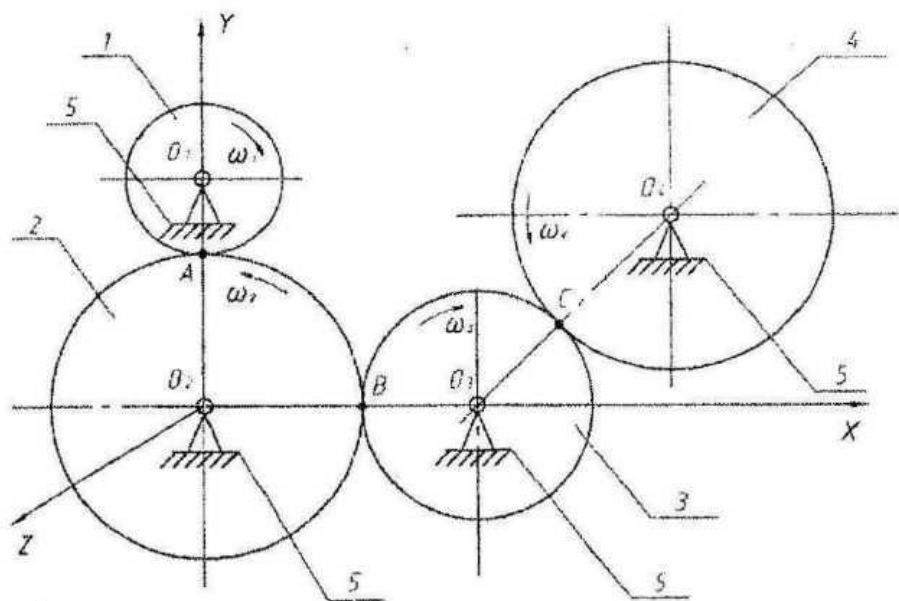


Рис. 1. Схема зубчатого механизма, все звенья которого расположены в плоскости XO_2Y :
 1 — ведущее (вц), или входное звено;
 2,3 — ведомые (вм), или промежуточные, звенья;
 4 — выходное, или исполнительное звено;
 5 — неподвижная система звеньев, образующих стойку механизма, относительно которой вращаются все его звенья

По характеру соприкосновения элементов КП можно разделить на **низшие** (контакт соединительных частей звеньев происходит по поверхности или плоскости) и **высшие** (контакт соединительных частей звеньев происходит по линии или в точке). В механизме, изображенном на рис.1, высшие кинематические пары (ВКП) образованы звеньями 1 и 2 (точка A), звеньями 2 и 3 (точка B), звеньями 3 и 4 (точка C). Низшие кинематические пары (НКП) в том же механизме образованы звеньями 1 и 5 (точка O_1), звеньями 2 и 5 (точка O_2), звеньями 3 и 5 (точка O_3), звеньями 4 и 5 (точка O_4).

Все кинематические пары, используемые в различных механизмах, принято делить на классы в зависимости от условий связи, налагаемых ими на относительное движение звеньев. Так как число условий связи не может быть больше 5, то число классов пар также равно пяти, в соответствии с чем мы имеем кинематические пары I, II, III, IV и V классов, причем КП первых трех классов формируют обычно **пространственные механизмы**.

Следует отметить, что в изучаемом курсе «Основы машиноведения» мы имеем дело только с **плоскими** механизмами, т.е. такими,

все звенья которых совершают движение в одной (*рис. 1*) или в параллельных плоскостях. Эти механизмы могут быть образованы звеньями, входящими в КП только IV и V классов. В механизмах все КП обозначаются заглавными буквами русского или латинского алфавитов.

Пары IV класса налагают **одно условие связи** на относительное движение звеньев, образующих эту пару, создавая возможность **двух других видов их относительного движения** (например, качение и скольжение одного звена по поверхности другого). КП IV класса называются **высшими (ВКП)**. Примером пары IV класса могут служить пары, образованные зубьями колес, находящихся в зацеплении (*рис. 1*, точки А, В и С).

Пары V класса налагают **два условия связи** на относительное движение звеньев, образующих эту пару, допуская возможность **только одного вида их относительного движения** (например, вращение звеньев относительно друг друга). КП V класса называются **низшими (НКП)**. Они могут быть либо поступательными, либо вращательными.

Примером пар V класса служат подшипники качения и скольжения, расположенные на неподвижных осях, относительно которых вращаются зубчатые колеса (*рис. 1*, оси O_1 , O_2 , O_3 и O_4).

1.2. Структурный анализ плоских зубчатых механизмов

Работоспособность плоских механизмов проверяется обычно структурным анализом, включающим следующие стадии:

1. изучение кинематической схемы механизма;
2. определение степени подвижности механизма.

Кинематическая схема – простейшая расчетная модель механизма, описывающая принцип его действия и основные особенности работы. Она содержит все данные, необходимые для изучения движения, а всё лишнее, не характерное для движения, исключается, чтобы не усложнять чертеж (*рис. 1*).

Как будет показано ниже, кинематическая схема механизма может быть построена в выбранном масштабе с точным соблюдением всех размеров и форм звеньев, участвующих в работе механизма.

Работу над техническим заданием своего механизма каждый студент обязан начать именно с изучения соответствующей кинематической схемы, обращая внимание на определение следующих параметров:

1. количество подвижных звеньев;
2. количество ВКП и НКП;
3. звенья входное и выходное, а также конструктивные особенности всех остальных звеньев.

По окончании этой работы можно переходить к структурному анализу механизма, который проводят обычно с помощью структурных формул – особых закономерностей, связывающих степень подвижности механизма с числом и видом КП, а также с числом его подвижных звеньев.

Для плоских механизмов такая структурная формула впервые в мире была выведена в 1869 году русским математиком П.Л. Чебышевым и с тех пор носит название *формула Чебышева*

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4, \quad (1)$$

где W – степень подвижности плоского механизма;

n – число подвижных звеньев;

P_4 – число кинематических пар IV класса (ВКП);

P_5 – число кинематических пар V класса (НКП).

Воспользуемся *формулой Чебышева* для определения степени подвижности плоского зубчатого механизма, представленного на *рис. 1*. Этот механизм имеет 4 подвижных звена, 3 кинематические пары IV класса (ВКП в точках А, В, С), 4 кинематические пары V класса (НКП в точках O_1, O_2, O_3, O_4). В соответствии с (1) имеем:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 3 = 12 - 8 - 3 = 1,$$

т.е. представленный на *рис. 1* зубчатый механизм обладает одной степенью подвижности.

О чем свидетельствует этот результат?

Единица в правой части *формулы Чебышева* означает, что для определенности движений всех звеньев механизма, обладающего **одной** степенью подвижности, необходимо и достаточно иметь заданным закон движения только **одного** из звеньев.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ (ПЕРЕДАЧ) РАЗЛИЧНОГО ТИПА

2.1. Простая зубчатая передача с внешним зацеплением

Простые зубчатые передачи представляют собой трехзвенные механизмы, состоящие из двух зубчатых колес и стойки, относительно которой вращаются эти колеса. Каждое колесо – круглый цилиндр, на поверхности которого расположены зубья. Два зубчатых колеса, находящиеся в соприкосновении, своими зубьями образуют зубчатое зацепление. Следует отметить, что число зубьев колес может быть разным ($Z_1 \neq Z_2$) или одинаковым ($Z_1 = Z_2$). На рис. 2 (а) и (б) показана простая одноступенчатая зубчатая передача с внешним зацеплением.

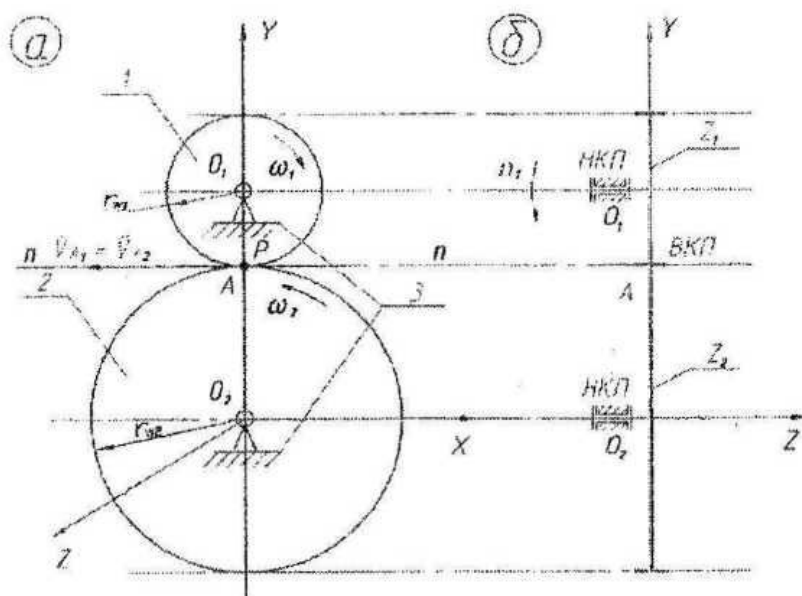


Рис. 2. Кинематическая схема одноступенчатой зубчатой передачи с внешним зацеплением:

а) вид в плоскости XO_2Y ;

б) вид в плоскости ZO_2Y ;

O_1, O_2 – неподвижные оси вращения колес 1 и 2 (НКП);

n_1 – число оборотов в минуту ведущего колеса;

ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения соответственно ведущего и ведомого колес;

Z_1, Z_2 – числа зубьев колес;

r_{w1}, r_{w2} – радиусы начальных (делительных) окружностей колес;

nn – нормаль, проходящая через полюс зацепления колес 1 и 2.

Определим степень подвижности этого зубчатого механизма, пользуясь *формулой Чебышева* и учитывая, что в точке А находится ВКП:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 6 - 4 - 1 = 1,$$

т.е. механизм работоспособен.

Одна из основных характеристик зубчатых механизмов – передаточное отношение, которое можно определить как отношение угловой скорости $\omega_{\text{вщ}}$ ведущего колеса к угловой скорости $\omega_{\text{вм}}$ ведомого колеса, т.е.:

$$U_{\text{вщ,вм}} = \frac{\omega_{\text{вщ}}}{\omega_{\text{вм}}}. \quad (2)$$

На практике скорость вращения ведущего колеса целесообразно задавать числом его оборотов n_1 в минуту (об/мин). Так как угловую скорость ω_1 колеса 1 и число его оборотов n_1 можно связать соотношением $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$, то передаточное отношение простой зубчатой передачи легко выразить, используя числа оборотов обоих колес, следующим образом:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}$$

$$U_{12} = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{\pi \cdot n_1}{30} : \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \left| \frac{n_1}{n_2} \right|;$$

Следовательно, передаточное отношение простой зубчатой передачи **прямо пропорционально отношению угловых скоростей и числам оборотов в минуту ведущего и ведомого колес**, т.е.:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (3)$$

Передаточное отношение простой зубчатой передачи показывает, **во сколько раз ведущее колесо вращается быстрее ведомого**. Следует заметить, что оно может быть как положительным, так и отрицательным, в связи с чем необходимо рассмотреть особенности видов зацепления колес в простых зубчатых передачах.

Обозначим точку соприкосновения двух зубчатых колес передачи (*рис.2*) буквой А и определим окружные скорости вращения этой точки на первом и втором колесах (V_{A1}, V_{A2}) относительно двух неподвижных центров O_1 и O_2 : $V_{A1} = \omega_1 \cdot r_{w1}$, $V_{A2} = \omega_2 \cdot r_{w2}$. Если в процессе работы передачи $\bar{V}_{A1} = \bar{V}_{A2}$ (зубья находятся в зацеплении), то $|\omega_1 \cdot r_{w1}| = |\omega_2 \cdot r_{w2}|$.

Поделив обе части уравнения на ω_2 и r_{w1} , получим:

$$\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \left| \frac{r_{w2}}{r_{w1}} \right|, \text{ т.е. } U_{12} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}. \quad (4)$$

Соотношение (4) выражает **основную теорему зацепления**: нормаль mn , проведенная через точку касания (P) двух зубчатых колес, делит межосевое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям этих колес.

В уравнении (3) следует обратить внимание на знак передаточного отношения: по *рис.2 (а)* легко видеть, что зубчатые колеса **вращаются в противоположных направлениях** – т.е. отношение угловых скоростей в подобных случаях отрицательно, и, следовательно, передаточное отношение также должно быть отрицательным, т.е.:

$$U_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{n_1}{n_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}}; \quad (5)$$

- Выводы:**
1. Передаточное отношение простой (одноступенчатой) зубчатой передачи с внешним зацеплением всегда имеет отрицательный знак;
 2. Если передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи отрицательно, то ведущее и исполнительное звенья этой передачи вращаются в противоположных направлениях.

2.2. Простая зубчатая передача с внутренним зацеплением

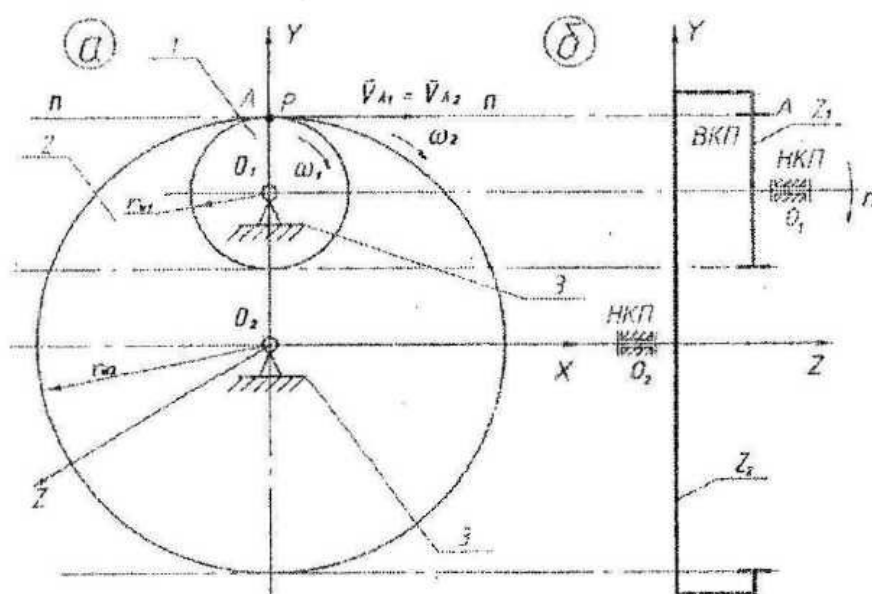


Рис. 3. Кинематическая схема одноступенчатой зубчатой передачи с внутренним зацеплением:

а) вид в плоскости XO_2Y ;

б) вид в плоскости ZO_2Y ;

O_1, O_2 – неподвижные оси вращения колес 1 и 2 (НКП);

n_1 – число оборотов в минуту ведущего колеса;

ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения ведущего (колеса 1)

и ведомого (колеса 2) колес; Z_1, Z_2 – числа зубьев колес;

r_{w1}, r_{w2} – радиусы начальных (делительных) окружностей колес

Проверим работоспособность механизма, пользуясь формулой Чебышева и учитывая, что в точке А – ВКП.

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 6 - 4 - 1 = 1,$$

т.е. механизм работоспособен.

Теперь определим передаточное отношение простой зубчатой передачи с внутренним зацеплением.

Приняв во внимание, что точка соприкосновения колес обозначена буквой А, получим скорости вращения этой точки относительно неподвижных центров O_1 и O_2 в виде:

$$V_{A1} = \omega_1 \cdot r_{w1}, \quad V_{A2} = \omega_2 \cdot r_{w2};$$

Если в процессе работы передачи $\bar{V}_{A1} = \bar{V}_{A2}$ (зубья находятся в зацеплении), то $|\omega_1 \cdot r_{w1}| = |\omega_2 \cdot r_{w2}|$.

Поделив обе части уравнения на ω_2 и r_{w1} , получим:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}, \text{ т.е. } U_{12} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}. \quad (6)$$

По рис. 3 легко видеть, что оба зубчатых колеса вращаются в одном направлении, следовательно, передаточное отношение должно иметь положительный знак.

Анализ уравнений (4) и (6) показывает, что передаточное отношение простой зубчатой передачи, как с внешним, так и с внутренним зацеплением, можно легко определить из соотношения радиусов начальных (делительных) окружностей, математическое содержание которых имеет вид:

$$r_{w1} = r_1 = \frac{m \cdot Z_1}{2}, \quad r_{w2} = r_2 = \frac{m \cdot Z_2}{2}, \quad (7)$$

где m – модуль зацепления;

Z_1, Z_2 – числа зубьев колес.

На основании уравнения (7) легко определить передаточное отношение через числа зубьев колес, входящих в рассматриваемую передачу. Следует отметить, что на практике передаточные отношения механизмов чаще всего определяют именно через отношение чисел зубьев колес, образующих этот механизм.

$$U_{12} = \left| \frac{r_{w2}}{r_{w1}} \right| = \frac{m \cdot Z_2}{2} : \frac{m \cdot Z_1}{2} = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad (8)$$

Таким образом, имеется несколько способов определения передаточного отношения простых зубчатых передач:

$$U_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}; \quad (9)$$

- Выводы:**
1. Передаточное отношение простой (одноступенчатой) зубчатой передачи с внешним или внутренним зацеплением прямо пропорционально отношению угловых скоростей и числу оборотов в минуту ведущего и ведомого колес, но обратно пропорционально отношению радиусов начальных (делительных) окружностей и числа зубьев тех же колес;
 2. Передаточное отношение простой зубчатой передачи положительно в случае внутреннего зацепления двух колес передачи;
 3. Если передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи имеет положительный знак, то ведущее и исполнительное звенья этой передачи вращаются в одном направлении.

2.3. Одноступенчатый зубчатый ряд

Зубчатый механизм, состоящий из трех зубчатых колес с внешним зацеплением и стойки, относительно которой вращаются эти колеса, называется зубчатым рядом.

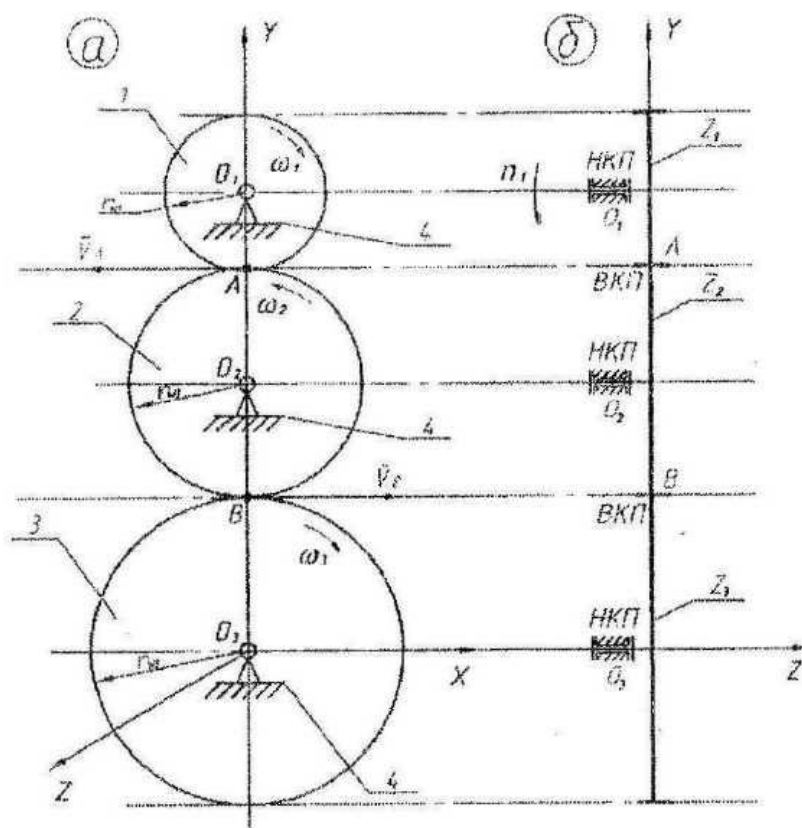


Рис. 4. Кинематическая схема одноступенчатого зубчатого ряда:

а) вид в плоскости XO_3Y ;

б) вид в плоскости ZO_3Y ;

1 – ведущее колесо ряда, жестко сидящее на валу O_1 , получающее движение через вал O_1 и передающее движение через зубья Z_1 колесу 2; 2 – промежуточное колесо, свободно сидящее на валу O_2 , получающее и передающее движение через зубья Z_2 ; 3 – ведомое колесо, жестко сидящее на валу O_3 , получающее движение через зубья Z_3 от колеса 2, и передающее движение валу O_3

Проверим работоспособность механизма в виде одноступенчатого зубчатого ряда.

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 9 - 6 - 2 = 1,$$

т.е. механизм работоспособен.

Определим передаточное отношение одноступенчатого зубчатого ряда, который можно представить как механизм, состоящий из двух простых зубчатых передач: Z_1 и Z_2 , Z_2 и Z_3 . Выразим передаточное

отношение этого ряда через передаточные отношения входящих в его состав зубчатых передач:

$$\begin{aligned}
 U_{12} &= -\frac{\omega_1}{\omega_2}; \Rightarrow \omega_2 = -\frac{\omega_1}{U_{12}}; \\
 U_{23} &= -\frac{\omega_2}{\omega_3} = -\frac{-\frac{\omega_1}{U_{12}}}{\omega_3} = \frac{\omega_1}{U_{12} \cdot \omega_3} = \frac{U_{13}}{U_{12}} \Rightarrow \\
 U_{13} &= U_{12} \cdot U_{23} = \left(-\frac{\omega_1}{\omega_2}\right) \cdot \left(-\frac{\omega_2}{\omega_3}\right) = \frac{\omega_1}{\omega_3};
 \end{aligned} \tag{10}$$

На практике передаточные отношения удобнее определять, используя числа зубьев колес (9), входящих в передачу, т.е.:

$$\begin{aligned}
 |U_{12}| &= \left| \frac{Z_2}{Z_1} \right|, \quad |U_{23}| = \left| \frac{Z_3}{Z_2} \right|; \\
 |U_{13}| &= |U_{12}| \cdot |U_{23}| = \left| \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} \right| = \left| \frac{Z_3}{Z_1} \right|;
 \end{aligned} \tag{11}$$

- Выводы:**
1. В одноступенчатых зубчатых рядах промежуточные колеса не влияют на величину передаточного отношения ряда;
 2. Передаточное отношение одноступенчатого зубчатого ряда всегда имеет положительный знак;
 3. Промежуточные колеса вводят в ряд для получения нужного знака передаточного отношения и по конструктивным соображениям.

2.4. Многоступенчатый зубчатый ряд (механизм)

Многоступенчатый зубчатый ряд представляет собой зубчатый механизм с неподвижными осями, содержащий простые зубчатые передачи с внешним или внутренним зацеплением, а также одноступенчатые зубчатые ряды.

Следует пояснить, что ступень зубчатого ряда – это сопряжение (взаимодействие) двух зубчатых колес, на котором происходит изменение угловой скорости одного из них. Иными словами, это простая зубчатая передача с внешним или внутренним зацеплением звеньев.

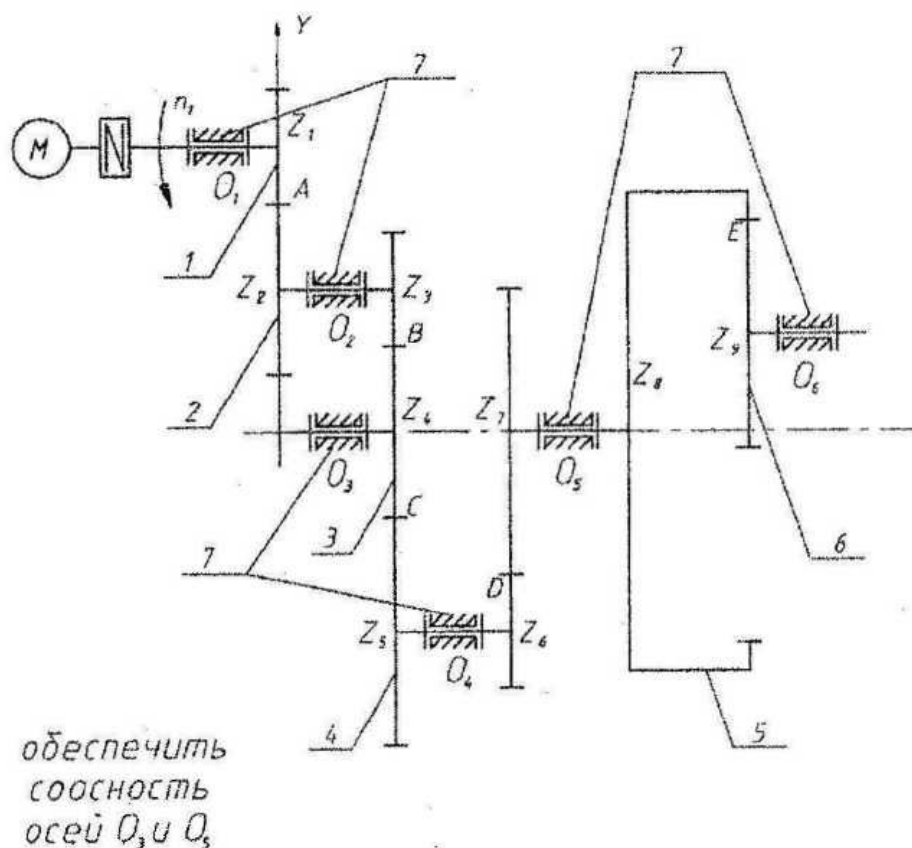


Рис. 5. Кинематическая схема
многоступенчатого зубчатого механизма

Представленный на рис. 5 многоступенчатый механизм содержит:

1. две простых зубчатых передачи внешнего зацепления (Z_1, Z_2 ; Z_6, Z_7);
2. простую зубчатую передачу с внутренним зацеплением (Z_8, Z_9);
3. зубчатый ряд (Z_3, Z_4, Z_5).

Кроме того, механизм формируют 5 высших кинематических пар (ВКП) в точках: А (колеса 1 и 2), В (колеса 3 и 4), С (колеса 4 и 5), D (колеса 6 и 7), Е (колеса 8 и 9); 6 низших кинематических пар (НКП) в точках: O_1 (звенья 1 и 7), O_2 (звенья 2 и 7), O_3 (звенья 3 и 7), O_4 (звенья 4 и 7), O_5 (звенья 5 и 7) и O_6 (звенья 6 и 7), образующих стойку.

Обратим внимание на звенья 2 (Z_2, Z_3), 4 (Z_5, Z_6) и 5 (Z_7, Z_8). Каждое из этих звеньев образовано двумя зубчатыми колесами, вращающимися как одно целое колесо, поэтому $\omega_2 = \omega_3$, $\omega_5 = \omega_6$, $\omega_7 = \omega_8$.

Следует особо отметить, что в механизме необходимо обеспечить **соосность** осей O_3 и O_5 , т.к. в целях обеспечения надежной работы механизма они должны быть расположены на одной прямой.

Следовательно, представленный на *рис.5* механизм содержит 6 подвижных звеньев, но 9 зубчатых колес. Проверим работоспособность этого механизма, пользуясь *формулой Чебышева*:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 6 - 5 = 18 - 12 - 5 = 1,$$

т.е. механизм работоспособен.

Опираясь на состав представленного многоступенчатого механизма и пользуясь логическими рассуждениями, определим математические соотношения, с помощью которых можно определить передаточное отношение этого механизма.

1. Передаточное отношение простой зубчатой передачи с внешним зацеплением зубьев (Z_1, Z_2), согласно (3), равно:

$$U_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2}; \Rightarrow \omega_2 = -\frac{\omega_1}{U_{12}};$$

В соответствии с конструкцией механизма колеса 2 и 3 вращаются относительно оси O_2 с одинаковыми угловыми скоростями, т.е. $\omega_2 = \omega_3$ и, следовательно,

$$\omega_2 = \omega_3 = -\frac{\omega_1}{U_{12}}.$$

Передаточное отношение одноступенчатого зубчатого ряда (Z_3, Z_4, Z_5), согласно (10), равно:

$$U_{35} = U_{34} \cdot U_{45};$$

$$U_{34} = -\frac{\omega_3}{\omega_4} \Rightarrow \omega_4 = -\frac{\omega_3}{U_{34}} = -\left(-\frac{\omega_1}{U_{12} \cdot U_{34}}\right) = \frac{\omega_1}{U_{12} \cdot U_{34}};$$

$$U_{45} = -\frac{\omega_4}{\omega_5} \Rightarrow \omega_5 = -\frac{\omega_4}{U_{45}} = -\left(\frac{\omega_1}{U_{12} \cdot U_{34} \cdot U_{45}}\right);$$

В соответствии с конструкцией механизма колеса 5 и 6 вращаются относительно оси O_4 с одинаковыми угловыми скоростями, т.е. $\omega_5 = \omega_6$ и, следовательно,

$$\omega_5 = \omega_6 = -\left(\frac{\omega_1}{U_{12} \cdot U_{34} \cdot U_{45}}\right).$$

передаточное отношение второй (Z_6, Z_7) простой зубчатой передачи с внешним зацеплением согласно (3) равно:

$$U_{67} = -\frac{\omega_6}{\omega_7} \Rightarrow \omega_7 = -\frac{\omega_6}{U_{67}} =$$

$$= -\left(-\frac{\omega_1}{U_{12} \cdot U_{34} \cdot U_{45} \cdot U_{67}} \right) = \frac{\omega_1}{U_{12} \cdot U_{34} \cdot U_{45} \cdot U_{67}}.$$

соответствии с конструкцией механизма колеса 7 и 8 вращаются относительно оси O_5 с одинаковыми угловыми скоростями, т.е. ω_7 следовательно,

$$\omega_7 = \omega_8 = \frac{\omega_1}{U_{12} \cdot U_{34} \cdot U_{45} \cdot U_{67}}.$$

передаточное отношение простой зубчатой передачи с внутренним зацеплением (Z_8, Z_9), по уравнению (9), равно:

$$U_{89} = \frac{\omega_8}{\omega_9} \Rightarrow \omega_9 = \frac{\omega_8}{U_{89}} = \frac{\omega_1}{U_{12} \cdot U_{34} \cdot U_{45} \cdot U_{67} \cdot U_{89}}.$$

передаточное отношение многоступенчатого зубчатого механизма можно записать как отношение угловых скоростей первого и последнего колес, т.е.

$$U_{19} = \frac{\omega_1}{\omega_9} = \frac{\omega_1 \cdot U_{12} \cdot U_{34} \cdot U_{45} \cdot U_{67} \cdot U_{89}}{\omega_1} =$$

$$= U_{12} \cdot U_{34} \cdot U_{45} \cdot U_{67} \cdot U_{89}. \quad (11)$$

- выводы:**
1. Передаточное отношение многоступенчатого зубчатого механизма равно произведению передаточных отношений его ступеней.
 2. Положительный знак в уравнении (11) означает, что ведущее и исполнительное звенья этого механизма вращаются в одном направлении.

Отрицательный знак общего передаточного отношения многоступенчатого механизма зависит от количества ступеней с внешним зацеплением. Поэтому уравнение (11) удобно представлять в виде:

$$U_{1n} = (U_{12} \cdot U_{34} \cdot \dots \cdot U_{(n-1)n}) \cdot (-1)^k,$$

где k — число ступеней с внешним зацеплением,

n — номер последнего звена.

В нашем примере $k = 4$ ($Z_1, Z_2; Z_3, Z_4; Z_4, Z_5; Z_6, Z_7$), поэтому передаточное отношение положительно.

3. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ

Исходные данные для механизма, изображенного на рис. 5:

Дано: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 36$, $Z_3 = 15$, $Z_4 = 18$, $Z_5 = 39$, $Z_6 = 12$, $Z_7 = ?$, $Z_8 = 60$,
 $Z_9 = 30$, $n_1 = 1404$ об/мин

Определить: 1. Общее передаточное отношение и передаточные отношения всех ступеней механизма;
2. Частоту вращения всех зубчатых колес механизма.

В соответствии с исходными данными примера, все передаточные отношения будем определять через числа зубьев колес, вычислив предварительно из условия соосности недостающее число зубьев Z_7 колеса 7.

Суть условия соосности в нашем примере заключается в том, что оси O_3 и O_5 механизма должны быть расположены в пространстве **на одной прямой**, что в ряде случаев обеспечивается подбором радиусов соответствующих зубчатых колес по уравнению:

$$r_{w4} + r_{w5} = r_{w6} + r_{w7}. \quad (12)$$

Если вспомнить, что $r_w = \frac{m \cdot Z}{2}$, то отношение (12) можно переписать в виде:

$$\frac{m \cdot Z_4}{2} + \frac{m \cdot Z_5}{2} = \frac{m \cdot Z_6}{2} + \frac{m \cdot Z_7}{2}.$$

Сократив последнее уравнение, получим условие соосности для осей O_3 и O_5 механизма:

$$Z_4 + Z_5 = Z_6 + Z_7. \quad (13)$$

Из последнего уравнения легко определить Z_7 :

$$Z_7 = Z_4 + Z_5 - Z_6 = 18 + 39 - 12 = 45.$$

Теперь можно перейти к определению передаточных отношений.

Определение передаточного отношения первой ступени (Z_1, Z_2):

$$U_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1} = -\frac{36}{20} = -1,8.$$

Определение передаточного отношения одноступенчатого зубчатого ряда (Z_3, Z_4, Z_5):

$$U_{35} = \left(-\frac{Z_4}{Z_3}\right) \cdot \left(-\frac{Z_5}{Z_4}\right) = \frac{Z_5}{Z_3} = \frac{39}{15} = 2,6$$

Определение передаточного отношения третьей ступени (Z_6, Z_7):

$$U_{67} = -\frac{Z_7}{Z_6} = -\frac{45}{12} = -3,75.$$

Определение передаточного отношения последней ступени (Z_8, Z_9):

$$U_{89} = \frac{Z_9}{Z_8} = \frac{30}{60} = 0,5.$$

Определение общего передаточного отношения механизма:

$$U_{19} = U_{12} \cdot U_{35} \cdot U_{67} \cdot U_{89} = (-1,8) \cdot 2,6 \cdot (-3,75) \cdot 0,5 = 8,775.$$

Числовое значение общего передаточного отношения показывает, что последнее (исполнительное) зубчатое колесо механизма вращается в 8,775 раз медленнее, чем первое (ведущее) зубчатое колесо.

Положительный знак общего передаточного отношения свидетельствует о вращении ведущего (Z_1) и ведомого (Z_9) зубчатых колес в одном направлении (например, по часовой стрелке).

Зная числовое значение передаточного отношения каждой ступени и принимая во внимание уравнение (9), можно легко вычислить частоту вращения каждого зубчатого колеса механизма.

Определение частоты вращения (n_2) второго зубчатого колеса (Z_2):

$$U_{12} = -\frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = -\frac{n_1}{U_{12}} = -\frac{1404}{1,8} = -780 \text{ об/мин.}$$

Знак "минус" показывает, что вращение колес происходит в противоположных направлениях.

Так как по конструкции второго звена $\omega_2 = \omega_3$, то $|n_2| = |n_3| = 780 \text{ об/мин.}$

Определение частоты вращения (n_5) пятого зубчатого колеса (Z_5) одноступенчатого зубчатого ряда:

$$U_{35} = \left(-\frac{n_3}{n_4}\right) \cdot \left(-\frac{n_4}{n_5}\right) = \frac{n_3}{n_5} \Rightarrow n_5 = \frac{n_3}{U_{35}} = \frac{780}{2,6} = 300 \text{ об/мин.}$$

Знак "плюс" показывает, что вращение третьего и пятого колес происходит в одном направлении.

По конструкции четвертого звена $\omega_5 = \omega_6$, следовательно, $n_5 = n_6 = 300 \text{ об/мин.}$

Определение частоты вращения (n_7) седьмого зубчатого колеса (Z_7):

$$U_{67} = -\frac{n_6}{n_7} \Rightarrow n_7 = -\frac{n_6}{U_{67}} = -\frac{300}{3,75} = -80 \text{ об/мин.}$$

Знак "минус" свидетельствует о том, что колеса вращаются в противоположных направлениях.

Так как по конструкции пятого звена $\omega_7 = \omega_8$, то $|n_7| = |n_8| = 80 \text{ об/мин.}$

Определение частоты вращения (n_9) девятого зубчатого колеса (Z_9):

$$U_{89} = \frac{n_8}{n_9} \Rightarrow n_9 = \frac{n_8}{U_{89}} = \frac{80}{0,5} = 160 \text{ об/мин.}$$

Проверка:

$$U_{19} = \frac{n_1}{n_9} = \frac{1404}{160} = 8,775.$$

Следовательно, расчет частоты вращения всех колес механизма произведен верно и последнее звено механизма действительно вращается медленнее первого звена в 8,775 раз.

4. ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

4.1. Эвольвента и эвольвентный профиль зуба

В процессе работы зубчатых передач зубья одного колеса входят во впадины другого, при этом боковая поверхность зуба ведущего колеса давит на боковую поверхность ведомого колеса.

Профили зубьев пары колес должны быть сопряженными, т.е. заданному профилю зуба одного колеса должен соответствовать вполне определенный профиль другого колеса. Чтобы обеспечить постоянство передаточного отношения, профили зубьев нужно очертить такими кривыми, которые удовлетворяли бы требованиям основной теоремы зацепления.

Этим свойством обладает кривая, носящая название *эвольвенты*.

Эвольвентой называется кривая, описываемая любой точкой прямой линии, перекатывающейся без проскальзывания по неподвижной окружности. Окружность радиусом r_b , по которой перекатывается прямая NN , называется *эволютой*, или *основной окружностью*, а сама перекатывающаяся прямая NN – *производящей прямой* (рис. 6).

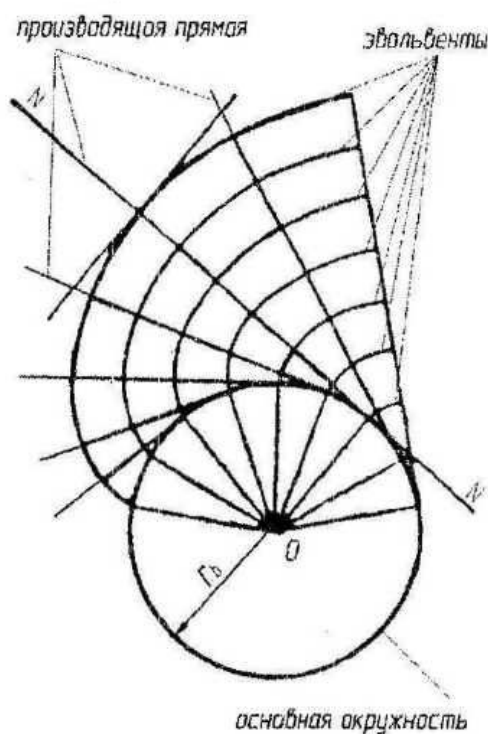


Рис. 6. Эвольвенты

Основным преимуществом эвольвентного зацепления является его технологичность, т.е. возможность изготовления методом обкатки (инструментом с прямолинейной режущей кромкой).

Эвольвентная зависимость проявляет себя при определении толщины зубьев, например, по окружности выступов колеса. Однако для вычисления конкретного значения нам необходима функция, обратная эвольвентной – инволютная, которую можно представить уравнением:

$$\text{inv } \alpha' = \text{tg } \alpha' - \frac{\alpha' \pi}{180^\circ}. \quad (14)$$

при этом угол α' вычисляется по формуле:

$$\alpha' = \arccos \frac{r_b}{r_i},$$

где r_b и r_i – радиусы соответственно основной окружности и окружности, для которой идут вычисления.

4.2. Параметры зубчатого колеса

Геометрию отдельного зубчатого колеса формируют концентрические окружности с центром на его оси.

Различают делительную, основную, вершин зубьев, впадин и другие концентрические окружности. Им соответствуют диаметры концентрических окружностей: делительный d , основной d_b , вершин зубьев d_a , впадин d_f и другие, которые будут рассмотрены в следующем разделе.

Основной называют концентрическую окружность (d_b), на базе которой построен эвольвентный профиль зубьев.

Окружность, ограничивающую зубья по их вершинам, называют *окружностью вершин* или *окружностью выступов* (d_a).

Делительной называют концентрическую окружность (d), по которой в процессе изготовления зубчатого колеса производится деление цилиндрической заготовки на Z равных частей, соответствующих числу зубьев колеса. Поэтому делительную окружность часто называют технологической.

Делительная окружность принадлежит каждому отдельно взятому колесу. Её величина никогда не изменяется, она делит зуб на головку (часть зуба, лежащую вне этой окружности) и ножку (часть зуба, лежащую внутри этой окружности).

Проследим логическую цепочку определения диаметра (d) делительной окружности колеса.

Длина делительной окружности равна:

$$\pi \cdot 2r = \pi \cdot d = Z \cdot P,$$

где P – шаг зацепления по делительной окружности, т.е. расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев (рис. 7);

Z – число зубьев колеса.

Отсюда:

$$d = Z \cdot \frac{P}{\pi} = Z \cdot m, \quad (15)$$

где $m = \frac{P}{\pi}$ – модуль зацепления зубьев колеса – линейная величина, в

π раз меньшая шага зацепления по делительной окружности (ГОСТ 16530-70), т.е. модуль зацепления – величина не производительная, а стандартизированная.

Единица измерения модуля – мм.

Итак, следует помнить, что модуль зацепления – величина стандартизированная, произвольно брать его значение нельзя. Кроме того, важно отметить, что колеса, образующие ВКП, *всегда* имеют одинаковый модуль зацепления.

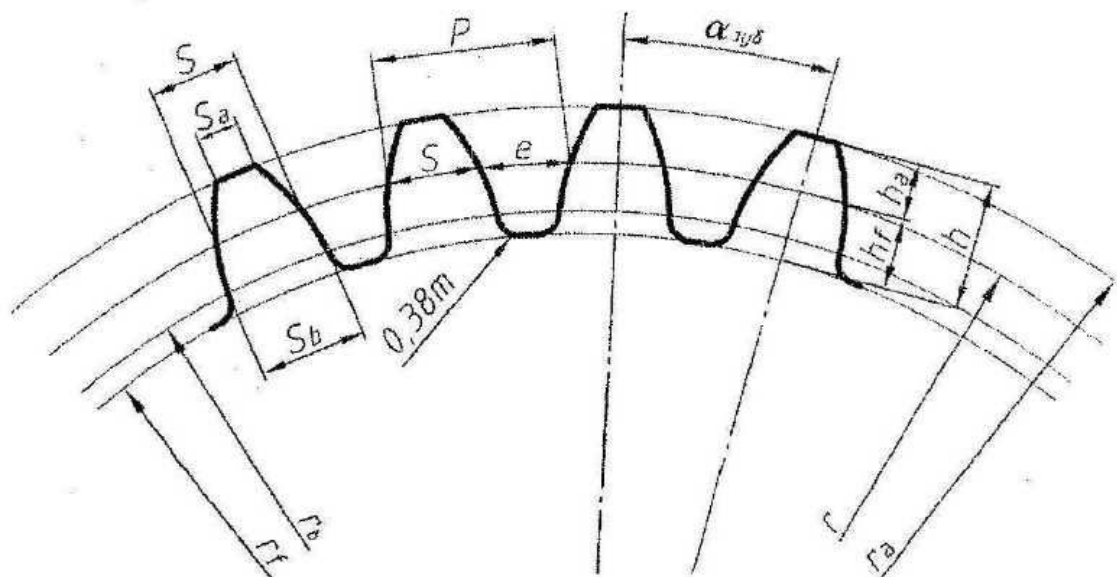


Рис. 7. Параметры зубчатого колеса

Модуль – основная характеристика размеров зубьев, которая используется для расчетов и измерения зубчатых колес. Зная модуль зацепления и число зубьев колеса, можно рассчитать все его параметры.

Математические зависимости, необходимые для определения всех параметров нормального зубчатого колеса, приведены в таблице 1, и там же определены числовые значения этих параметров для колеса, имеющего $Z = 30$, $m = 3$ мм.

Таблица 1

№ п/п	Определяемый параметр отдельного колеса и его обозначение	Математическое выражение опре- деляемого параметра и его число- вое значение для отдельного колеса
1	2	3
1.	Диаметр делительной окружности – d	$d = mZ = 3 \cdot 30 = 90 \text{ мм}$
2.	Высота головки зуба – h_a	$h_a = m = 3 \text{ мм}$
3.	Высота ножки зуба – h_f	$h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ мм}$
4.	Полная высота зуба – h	$h = h_a + h_f = 2,25m = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ мм}$
5.	Диаметр окружности выступов – d_a	$d_a = d + 2 \cdot h_a = mZ + 2m = m \cdot (Z+2) =$ $= 3 \cdot 32 = 96 \text{ мм}$
6.	Диаметр окружности впадин – d_f	$d_f = d - 2 \cdot h_f = mZ + 2 \cdot 1,25m =$ $= m(Z-2,5) = 3 \cdot 27,5 = 82,5 \text{ мм}$
7.	Диаметр основной окружности – d_b	$d_b = d \cdot \cos \alpha_w = 90 \cdot 0,94 = 84,6 \text{ мм}$ (где $\alpha_w = 20^\circ$, а $\cos \alpha_w = 0,94$)
8.	Угол между осями зубьев – $\alpha_{зуб}$	$\alpha_{зуб} = \frac{360^\circ}{Z} = \frac{360^\circ}{30} = 12^\circ$
9.	Шаг зацепления P по де- лительной окружности	$P = \pi m = 3,14 \cdot 3 = 9,42 \text{ мм}$
10.	Ширина впадины e по делительной окружности	$e = S = \frac{P}{2} = 4,71 \text{ мм}$
11.	Толщина зуба S по делительной окружности	$S = \frac{P}{2} = 4,71 \text{ мм}$
12.	Толщина зуба по основной окружности – S_b	$S_b = d_b \left(\frac{S}{d} + \text{inv} \alpha_w \right) = 84,6 \cdot \left(\frac{4,71}{90} + \right.$ $\left. + 0,0149 \right) = 84,6 \cdot (0,0523 + 0,0149) =$ $= 84,6 \cdot 0,0672 \approx 5,68 \text{ мм}$ (где $\text{inv} \alpha_w = \text{inv} 20^\circ = 0,0149$ – постоянная величина во всех расчетах)

Таблица 1 (Продолжение)

13.	Толщина зуба S_a по окружности выступов	$S_a = d_a \left(\frac{S}{d} + \text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha' \right),$ где $\alpha' = \arccos \frac{r_b}{r_a} \Rightarrow$ величина переменная, зависящая от m и Z каждого колеса. $\text{inv}\alpha' = \text{tg}\alpha' - \alpha'$, $\alpha' = \arccos \frac{42,3}{48} = 0,492 \text{ рад},$ $\text{inv}\alpha' = \text{tg}(0,492) - 0,492 = 0,0440$ $S_a = 96 \cdot \left(\frac{4,71}{90} + 0,0149 - 0,044 \right) =$ $= 2,2272 \text{ мм}$
14.	Заострение зуба малого колеса (шестерни)	Зубья малого зубчатого колеса всегда следует проверять на заострение. Если $S_a < 0,3m$, зуб заострен, и, следовательно, необходимо уменьшить радиус r_a окружности выступов колеса до его оптимального значения.

4.3. Параметры зацепления пары нормальных зубчатых колес

Зубчатое колесо называется нормальным, если при его изготовлении формообразующая инструментальная рейка не была смещена относительно центра заготовки колеса.

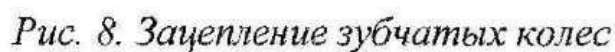
При построении зубчатого зацепления пары нормальных колес появляются параметры, отсутствующие у отдельного колеса:

1. начальные окружности колес (d_{w1} , d_{w2});
2. линия зацепления (AB);
3. коэффициент перекрытия (ϵ).

Начальными (d_{w1} , d_{w2}) называются концентрические окружности, проходящие через полюс зацепления P и перекатывающиеся одна по другой без скольжения в процессе зацепления колес.

При изменении межцентрового расстояния O_1O_2 в допустимых пределах меняются и диаметры начальных окружностей пары колес, находящихся в зацеплении. Следует заметить, что у нормальных зубчатых колес межцентровое расстояние определяется равенством:

Линией зацепления (Л.З.) зубчатой передачи называется прямая, представляющая собой траекторию общей точки контакта двух сопряженных зубьев за период их зацепления (рис.8).



26

строенную линию зацепления – O_1A и O_1B , получим отрезок AB , представляющий собой предельную длину линии зацепления, которая должна составить с прямой np , проходящей через полюс зацепления, угол $\alpha_w = 20^\circ$ (значение угла α_w необходимо проверить при построении). В случае внешнего зацепления эвольвентные профили будут сопряженными только в пределах отрезка AB линии зацепления. За пределами этого участка нарушается основная теорема зацепления.

На участке AB следует определить **активную часть Л.З.** Ей соответствует отрезок ab , образуемый при пересечении окружностей выступов d_{a2} (точка a), d_{a1} (точка b) и Л.З.

В пределах участка ab сопряженными являются зубья только одной пары колес. Следует помнить, что $ab \in AB$ (условие отсутствия подреза зубьев).

Для обеспечения непрерывной безударной работы передачи необходимо, чтобы выход из зацепления одной пары зубьев перекрывался входом в зацепление следующей пары зубьев. Это свойство зубчатых передач характеризуется коэффициентом перекрытия, величину которого аналитически можно определить по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha_w} \approx 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \quad (16)$$

Коэффициент перекрытия можно определить и графическим путем по формуле:

$$\varepsilon = \frac{ab}{P \cdot \cos \alpha_w} \quad (17)$$

Необходимо отметить, что для прямозубых цилиндрических передач $1,2 \leq \varepsilon \leq 1,8$.

Математические зависимости, необходимые для определения всех параметров зацепления пары нормальных зубчатых колес, приведены в *таблице 2*, и там же определены числовые значения этих параметров ($Z_1=14$, $Z_2=28$, $m=3$ мм).

Таблица 2

№ п/п	Определяемые параметры пары колес	Математическое выражение определяемых параметров и их числовые значения
1	2	3
1.	Диаметры начальных (делительных) окружностей – d_{w1}, d_{w2}	$d_{w1} = d_1 = m Z_1 = 3 \cdot 14 = 42 \text{ мм}$ $d_{w2} = d_2 = m Z_2 = 3 \cdot 28 = 84 \text{ мм}$
2.	Межосевое расстояние $O_1O_2 - a_w$	$a_w = \frac{(d_{w1} + d_{w2})}{2} = \frac{42 + 84}{2} = 63 \text{ мм}$
<u>Примечание.</u> Через точку касания пары зубчатых колес необходимо провести горизонтальную прямую, перпендикулярную O_1O_2 .		
3.	Высота головок зубьев h_{a1}, h_{a2}	$h_{a1} = m = 3 \text{ мм}, h_{a2} = m = 3 \text{ мм}$
4.	Высота ножек зубьев h_{f1}, h_{f2}	$h_{f1} = 1,25m = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ мм}$ $h_{f2} = 1,25m = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ мм}$
5.	Полная высота зубьев h_1, h_2	$h_1 = 2,25m = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ мм}$ $h_2 = 2,25m = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ мм}$
<u>Примечание.</u> 1. Полная высота зубьев обоих колес, находящихся в зацеплении, одинакова; 2. Разница в высоте ножек зубьев одного колеса и высоте головок другого необходима для образования радиального зазора $c : c = h_{f1} - h_{a1} = h_{f2} - h_{a2} = 1,25m - m = 0,25m = 0,25 \cdot 3 = 0,75 \text{ мм}$.		
6.	Диаметры окружностей выступов – d_{a1}, d_{a2}	$d_{a1} = m(Z_1 + 2) = 3 \cdot (14 + 2) = 3 \cdot 16 = 48 \text{ мм}$ $d_{a2} = m(Z_2 + 2) = 3 \cdot (28 + 2) = 3 \cdot 30 = 90 \text{ мм}$
7.	Диаметры окружностей впадин – d_{f1}, d_{f2}	$d_{f1} = m(Z_1 - 2,5) = 3 \cdot (14 - 2,5) =$ $= 3 \cdot 11,5 = 34,5 \text{ мм}$ $d_{f2} = m(Z_2 - 2,5) = 3 \cdot (28 - 2,5) =$ $= 3 \cdot 25,5 = 76,5 \text{ мм}$
8.	Диаметры основных окружностей – d_{b1}, d_{b2}	$d_{b1} = d_{w1} \cdot \cos 20^\circ = 42 \cdot 0,94 = 39,48 \text{ мм}$ $d_{b2} = d_{w2} \cdot \cos 20^\circ = 84 \cdot 0,94 = 78,96 \text{ мм}$

Таблица 2 (Продолжение)

9.	Углы между осями зубьев $\alpha_{1зуб}$, $\alpha_{2зуб}$	$\alpha_{1зуб} = \frac{360^\circ}{Z_1} = \frac{360^\circ}{14} = 25,71^\circ$ $\alpha_{2зуб} = \frac{360^\circ}{Z_2} = \frac{360^\circ}{28} = 12,86^\circ$
10.	Шаги зацепления P_1 , P_2 по делительным окружностям (d_1, d_2)	$P_1 = \pi m = 3,14 \cdot 3 = 9,42 \text{ мм}$ $P_2 = \pi m = 3,14 \cdot 3 = 9,42 \text{ мм}$
11.	Толщина зубьев S_1 , S_2 по делительным окружностям (d_1, d_2)	$S_1 = \frac{P_1}{2} = 4,71 \text{ мм}$ $S_2 = \frac{P_2}{2} = 4,71 \text{ мм}$
12.	Ширина впадины e_1, e_2 между зубьями по делительным окружностям (d_1, d_2)	$e_1 = S_1 = \frac{P_1}{2} = 4,71 \text{ мм}$ $e_2 = S_2 = \frac{P_2}{2} = 4,71 \text{ мм}$
13.	Толщина зубьев S_{b1} , S_{b2} по основным окружностям (d_{b1}, d_{b2})	$S_{b1} = d_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv} \alpha_w \right) =$ $= 39,48 \cdot \left(\frac{4,71}{42} + 0,0149 \right) =$ $= 39,48 \cdot 0,127 = 5,014 \text{ мм}$ $S_{b2} = d_{b2} \left(\frac{S_2}{d_2} + \text{inv} \alpha_w \right) =$ $= 78,96 \cdot \left(\frac{4,71}{84} + 0,0149 \right) =$ $= 78,96 \cdot 0,0709 = 5,598 \text{ мм}$

Таблица 2 (Окончание)

14.	Толщины зубьев S_{a1}, S_{a2} по окружностям выступов $(d_{a1}, d_{a2})^*$	$S_{a1} = d_{a1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha' \right) =$ $= 48 \cdot \left(\frac{4,71}{42} + 0,0149 - 0,0865 \right) =$ $= 48 \cdot 0,0405 = 1,946 \text{ мм}$ $S_{a2} = d_{a2} \left(\frac{S_2}{d_2} + \text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha' \right) =$ $= 90 \cdot \left(\frac{4,71}{84} + 0,0149 - 0,0464 \right) =$ $= 90 \cdot 0,0246 = 2,211 \text{ мм}$
-----	--	--

* Примечание. По этой формуле можно вычислять толщины зубьев по любому диаметру (по согласованию с преподавателем).

4.4. Активная поверхность и профиль зуба

Активной поверхностью зуба называется часть его боковой поверхности, по которой происходит взаимодействие с боковой поверхностью зуба парного колеса.

Активным профилем зуба называется часть его профиля, соответствующая активной поверхности.

Для нахождения активных участков профилей зубьев обоих колес нужно через начало и конец активной линии зацепления (точки a и b) провести дуги из центра O_1 : радиусом O_1a до пересечения с профилем зуба колеса 1 в точке a_1 и радиусом O_1b , из центра O_2 до пересечения с профилем зуба колеса 2 в точке b_2 .

Из рис. 8 видно, что профиль головки зуба полностью участвует в зацеплении сопряженного зуба, в отличие от профиля ножки зуба, который в зацеплении участвует не весь.

5. ВЫПОЛНЕНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ (РГР)

5.1. Задачи расчетно-графической работы

Дисциплина «Основы машиноведения» играет весьма значительную роль в подготовке студентов специальности 0608 дневного и вечернего отделений.

Задача расчетно-графической работы 1 состоит в том, чтобы научить студентов анализировать структуру и кинематику самой распространенной в машиностроении группы механизмов – зубчатых передач.

В процессе выполнения РГР1 студенты учатся самостоятельно решать следующие вопросы:

1. проведение полного структурного анализа заданного зубчатого механизма;
2. определение аналитическим способом не только общего передаточного отношения всего механизма, но и отдельных его ступеней;
3. определение частоты вращения всех зубчатых колес, составляющих механизм;
4. определение геометрических параметров заданной преподавателем пары нормальных зубчатых колес;
5. построение в выбранном масштабе зубчатого зацепления на основе проведенного расчета с указанием основных характеристик зацепления.

Выполнение РГР1 закладывает фундамент для выполнения студентами специальности 0608 курсового проекта по дисциплине «Инженерно-экономические методы обеспечения качества».

5.2. Оформление пояснительной записки

Пояснительная записка РГР1 должна содержать следующие разделы:

1. техническое задание с описанием кинематической схемы зубчатого механизма и его исходными данными;
2. подробное описание выполнения каждого из этапов РГР1 с приведением необходимых расчетов;
3. список использованной литературы;
4. оглавление с нумерацией страниц всех разделов записки.

Все текстовые и расчетные материалы выполняются на писчей нелинованной бумаге формата А4 и заполняются только с одной стороны либо печатаются через двойной интервал. С левой стороны каждой страницы оставлять поля шириной 20 мм.

Все формулы выписываются сначала в буквенной форме, затем в числовых значениях входящих в формулу величин и только после этого записывается окончательный результат расчета.

5.3. Методические указания к выполнению РГР

Все расчеты следует выполнять в единицах СИ. Иногда можно пользоваться производной единицей длины – мм.

Точность расчетов достаточно ограничить округлением величин до четырех значащих цифр.

Например:

43,6812 43,68 ;

0,0765432 0,07654 .

Формат технического задания и чертежей – А4 (297 х 210) с основной надписью (штампом), расположенной вдоль короткой стороны. Образец оформления основной надписи можно посмотреть в методических указаниях 211-01.

Масштаб изображения кинематической схемы зубчатого механизма в техническом задании желательно назначить равным 1:1, т.е. рассчитанный размер должен быть равен чертежному.

Например:

$d = mZ = 3 \cdot 20 = 60$ мм, что на чертеже схемы механизма также будет изображено отрезком в 60 мм.

При увеличении в 2 раза (масштаб 2:1) расчетный размер $d = 60$ мм будет изображен отрезком в 120 мм.

При уменьшении в 2 раза (масштаб 1:2) расчетный размер $d = 60$ мм будет изображен отрезком в 30 мм.

Увеличение или уменьшение масштаба нельзя производить произвольно. Согласно ГОСТ, увеличивать или уменьшать размеры можно в 2; 2,5; 4; 5; 10 раз.

6. ТЕХНИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ

7

обеспечить
соосность осей O_1, O_2 и O_3

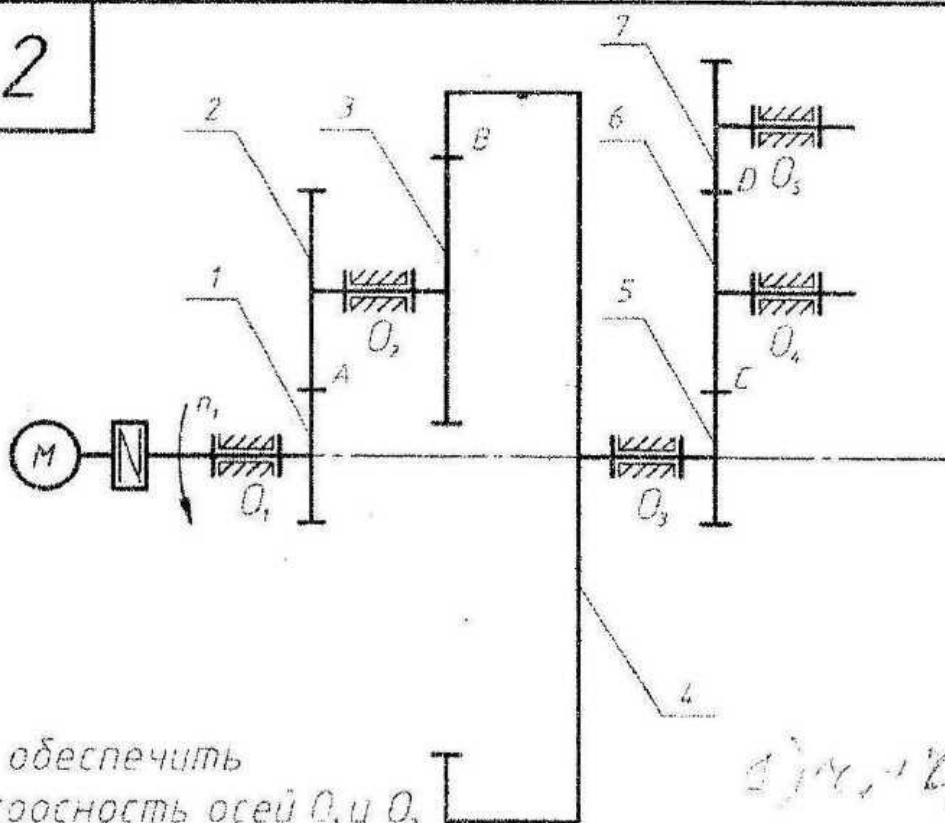
№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7
1	4A56B2Y3	2760	?	18	16	14	?	18	60
2	4A63A2Y3	2740	12	?	15	18	25	?	61
3	4A63B4Y3	1365	12	24	?	21	25	17	?
4	4A71B6Y3	900	12	27	13	?	?	18	66
5	4A80LA8Y3	700	?	26	15	24	32	?	64
6	4A80B2Y3	2850	13	?	20	16	34	17	?
7	4A90L6Y3	935	14	21	?	15	?	21	72
8	4A100S4Y3	1435	14	28	24	?	28	?	70
9	4A112M2Y3	2900	?	21	16	20	30	24	?
10	4A132M8Y3	720	15	?	25	17	?	20	72

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)
 1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).
 2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.

- двигатель с муфтой

2



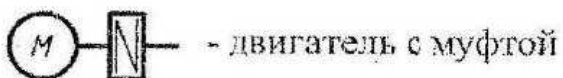
№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7
1	4A56B2Y3	2760	?	15	18	45	14	16	21
2	4A63B6Y3	890	12	?	25	55	14	17	28
3	4A71B8Y3	680	12	21	?	55	13	18	26
4	4A80A4Y3	1420	12	24	30	?	12	18	27
5	4A90L2Y3	2840	?	26	30	69	12	20	24
6	4A100S4Y3	1435	13	?	20	72	12	15	21
7	4A112M2Y3	2900	14	21	?	60	12	20	18
8	4A112MA8Y3	700	14	28	24	?	15	20	18
9	4A132M6Y3	965	?	21	24	60	16	18	24
10	4A160S8Y3	730	15	?	30	75	16	17	32

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

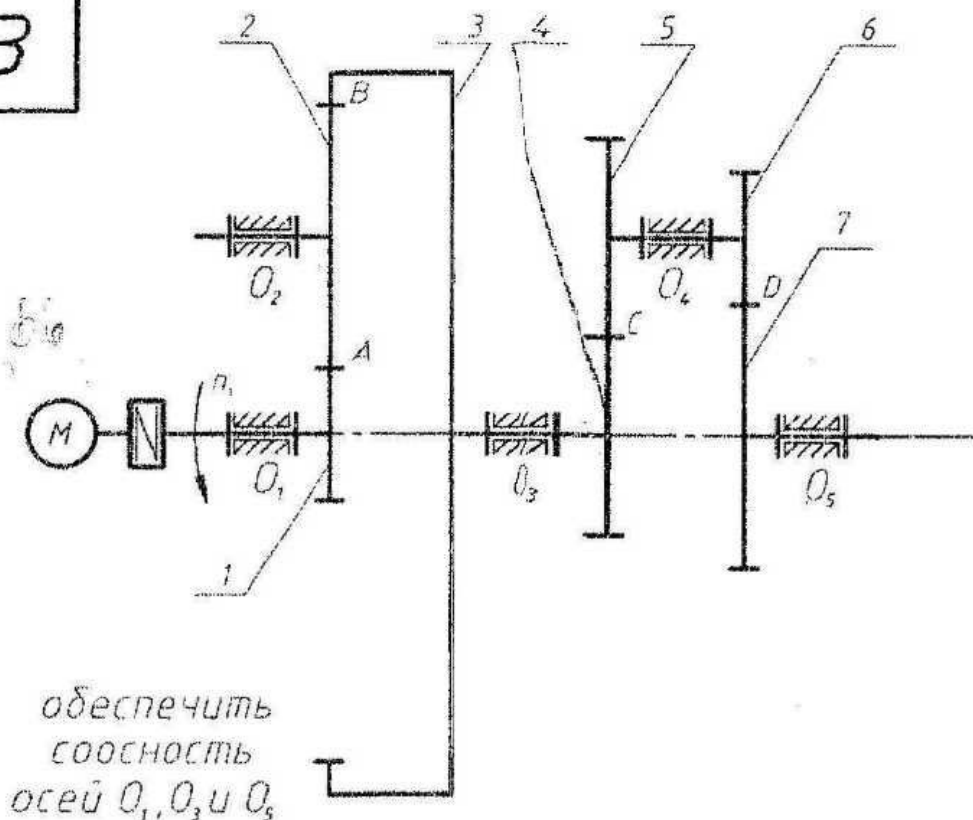
1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12(мм).

2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.



З



№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7
1	4A63A4Y3	1370	?	21	54	?	30	20	25
2	4A63B6Y3	890	12	?	48	15	?	30	21
3	4A63B4Y3	1365	12	24	?	14	28	?	26
4	4A63B2Y3	2710	?	27	66	15	21	16	?
5	4A90LB8Y3	700	13	?	65	?	27	16	26
6	4A132S8Y3	720	13	39	?	15	?	25	20
7	4A132S6Y3	965	?	42	98	16	28	?	24
8	4A132S4Y3	1455	14	?	56	16	26	30	?
9	4A132M6Y3	870	14	28	?	?	30	32	14
10	4A160S8Y3	730	?	35	84	17	?	30	21

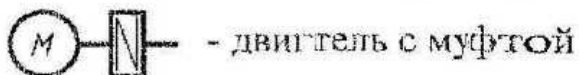
Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

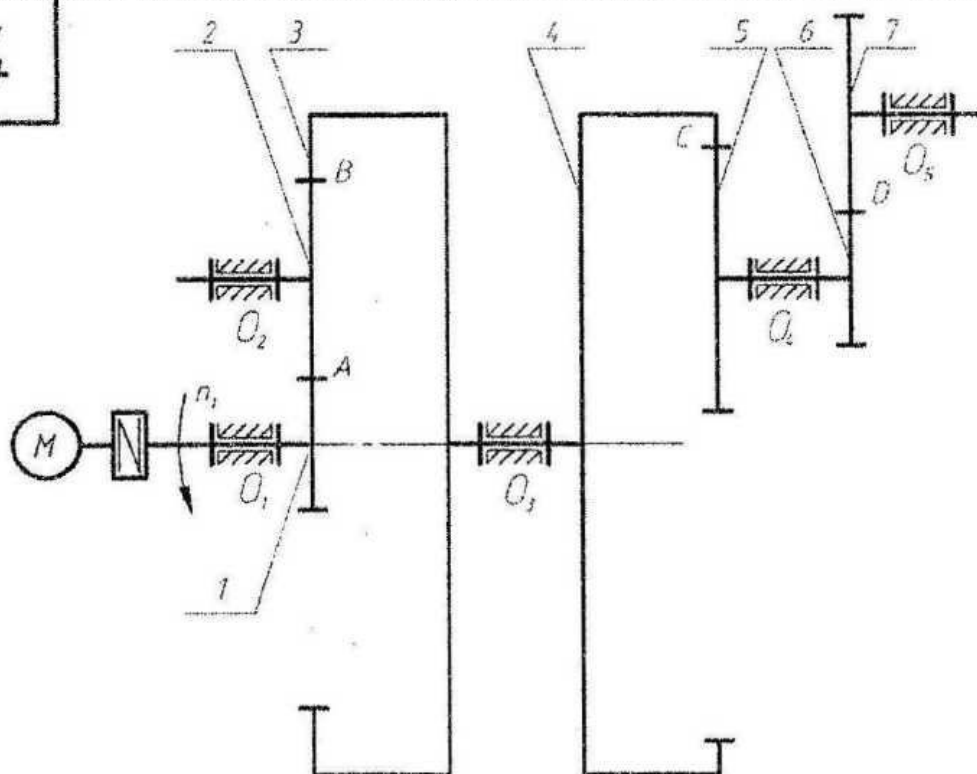
2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5;

7-й: 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.



4



обеспечить соосность осей O_1 и O_5

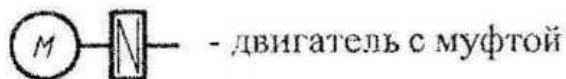
№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7
1	4A63B6Y3	890	12	?	54	70	35	14	21
2	4A63A2Y3	2740	12	24	?	70	18	14	28
3	4A71B8Y3	680	12	?	66	70	21	14	35
4	4A71A2Y3	2840	?	30	72	60	21	13	26
5	4A90LA8Y3	700	13	?	65	60	27	12	21
6	4A90L2Y3	2840	14	21	?	70	28	12	30
7	4A112MB8Y3	700	14	?	70	60	24	15	21
8	4A112M4Y3	1445	?	35	84	60	21	15	24
9	4A132M8Y3	720	15	30	?	60	24	12	24
10	4A132S4Y3	1455	?	33	81	60	21	12	27

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

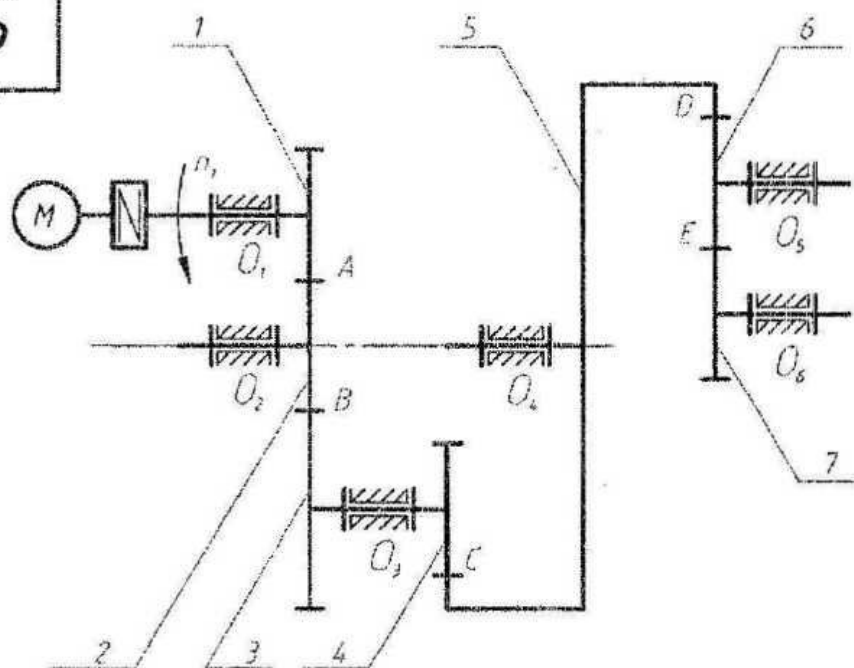
2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.



- двигатель с муфтой

5



обеспечить соросность осей O_1 и O_2

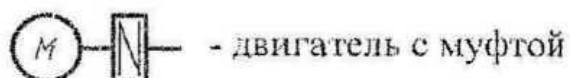
№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7
1	4A100L8Y3	700	12	?	36	15	65	13	26
2	4A100L6Y3	950	12	16	?	13	62	14	21
3	4A100L4Y3	1430	12	18	30	?	62	14	28
4	4A100L2Y3	2880	12	20	27	13	?	15	21
5	4A112MA8Y3	700	12	22	?	14	60	14	35
6	4A112MA6Y3	955	12	24	21	?	60	15	24
7	4A112M4Y3	1445	12	26	18	16	?	15	27
8	4A112M2Y3	2900	13	21	26	?	62	15	30
9	4A132S6Y3	965	14	18	28	16	?	15	33
10	4A132S4Y3	1455	14	?	21	18	64	15	36

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

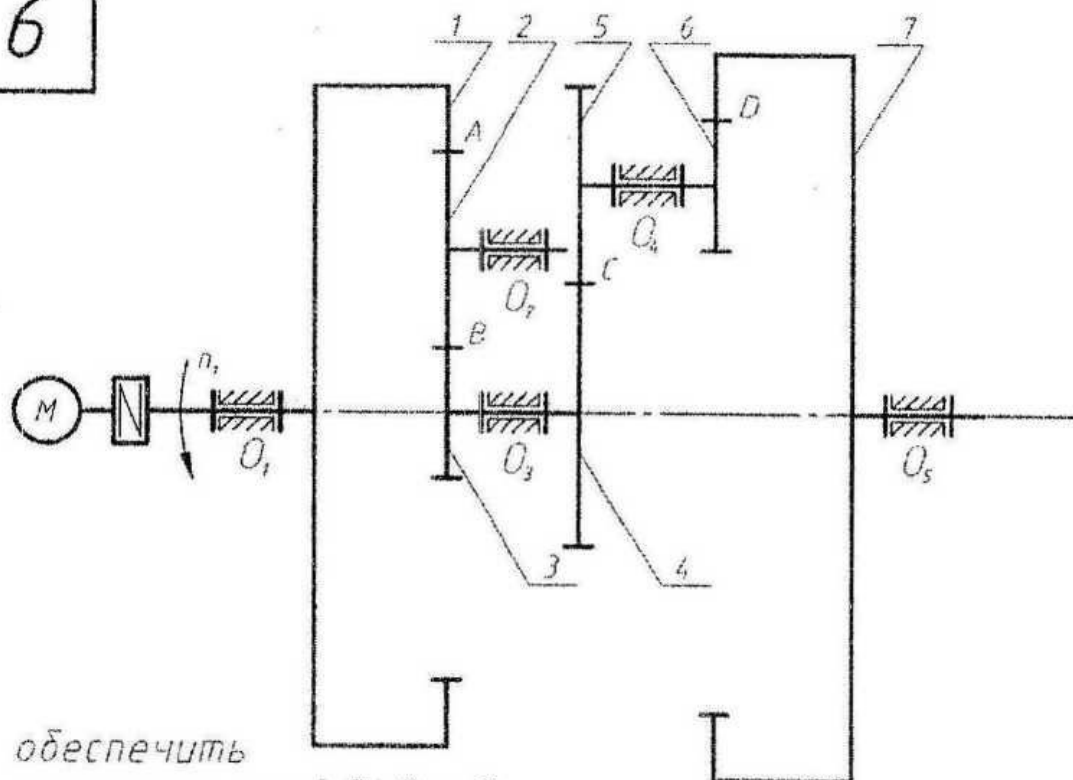
1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.



6



обеспечить
соосность осей O_1, O_2 и O_3

№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7
1	4A71B8Y3	680	40	14	?	14	28	24	?
2	4A71B6Y3	900	48	18	?	15	21	?	60
3	4A71B4Y3	1390	60	?	12	15	?	20	62
4	4A71B2Y3	2810	?	34	12	?	30	15	60
5	4A80A8Y3	675	?	26	13	15	?	20	71
6	4A80A6Y3	915	56	?	14	16	28	?	60
7	4A80A4Y3	1420	70	28	?	?	30	16	62
8	4A80A2Y3	2850	75	30	?	16	?	12	60
9	4A90L6Y3	935	80	?	16	?	34	15	66
10	4A90L4Y3	1425	?	34	17	18	27	25	?

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

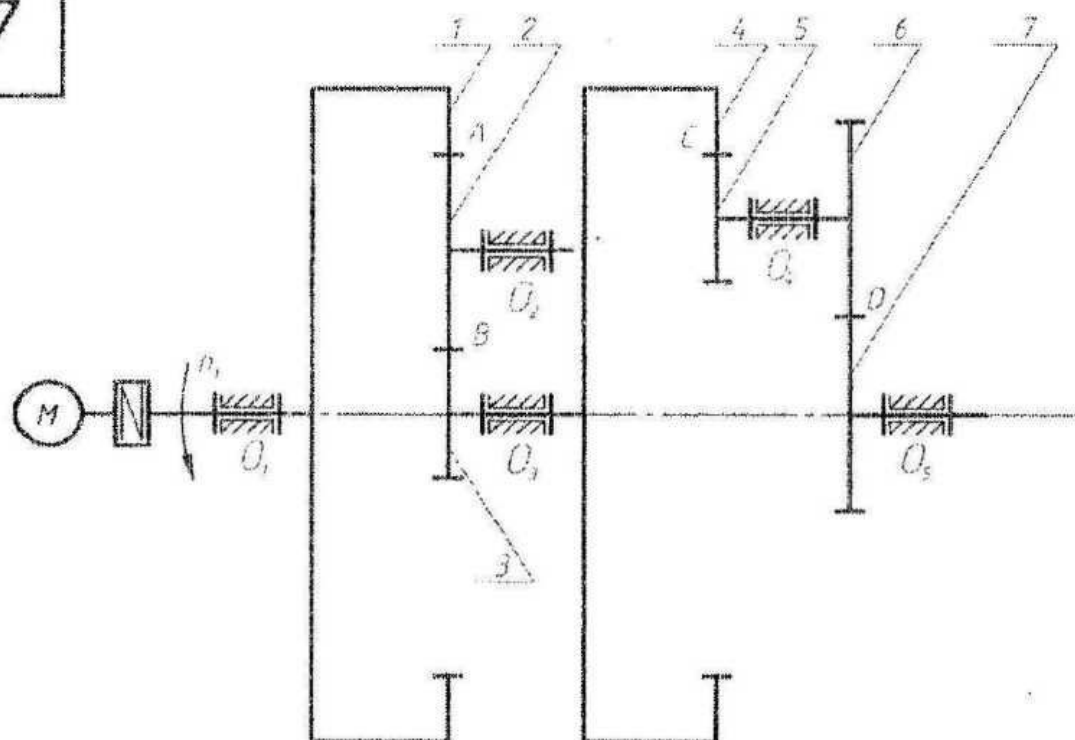
1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.

 - двигатель с муфтой

7



обеспечить соосность осей O_1 , O_2 и O_3

№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7
1	4A90LB8Y3	700	?	12	16	?	18	14	28
2	4A160S8Y3	730	48	?	24	60	?	12	30
3	4A112MA6Y3	955	60	15	?	60	18	?	26
4	4A63B2Y3	2710	60	18	?	60	?	12	24
5	4A71A4Y3	1390	65	?	13	60	30	?	18
6	4A112MB6Y3	950	?	17	34	65	26	12	?
7	4A132M8Y3	720	70	?	28	?	21	20	29
8	4A80A2Y3	2850	75	30	?	70	?	12	30
9	4A80B6Y3	920	?	27	21	75	30	?	30
10	4A90LA8Y3	700	80	?	32	75	21	20	?

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

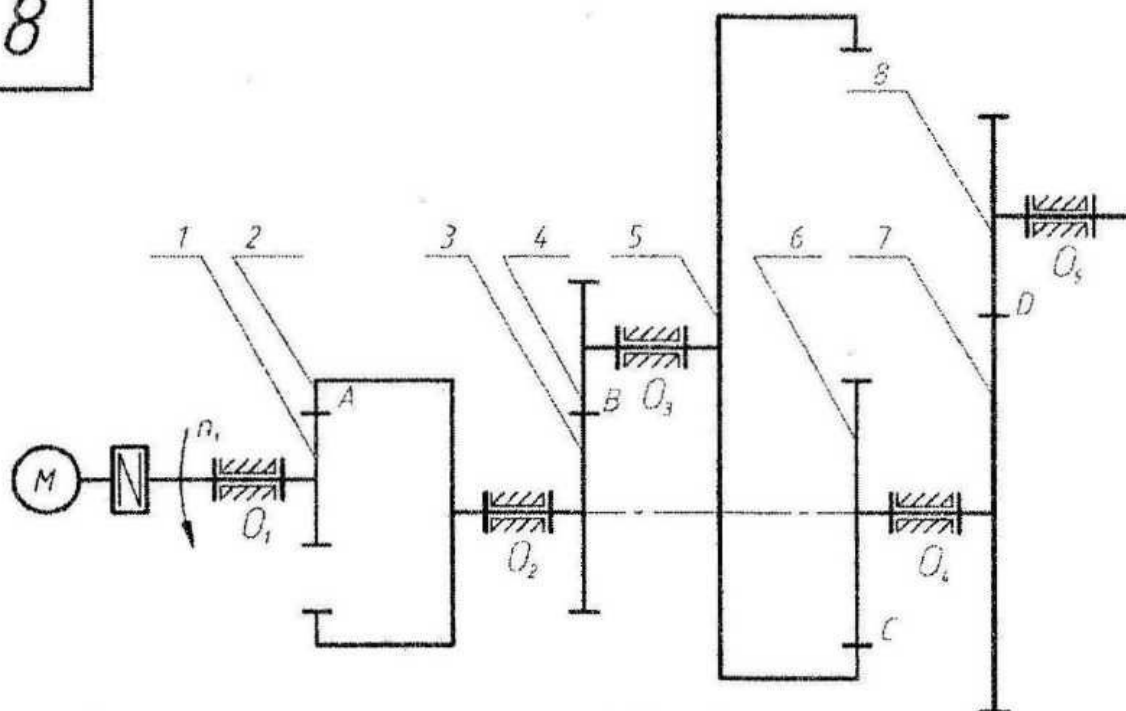
2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.



- двигатель с муфтой

8



обеспечить соосность осей O_2 и O_4

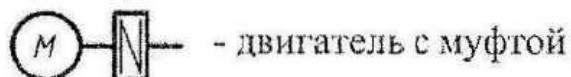
№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8
1	4A71B8Y3	680	12	30	?	26	55	16	20	14
2	4A132S8Y3	720	12	36	14	?	50	15	20	15
3	4A63B6Y3	890	12	42	14	28	?	13	18	24
4	4A80A6Y3	915	12	48	14	35	65	?	20	28
5	4A132S6Y3	965	12	54	?	18	50	17	21	28
6	4A63B4Y3	1365	13	39	15	?	50	14	18	22
7	4A100L4Y3	1430	14	28	15	24	?	16	20	24
8	4A56B2Y3	2760	14	35	15	27	55	?	18	22
9	4A90L2Y3	2840	15	30	15	30	?	15	20	16
10	4A112M2Y3	2900	15	45	16	32	60	?	18	27

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

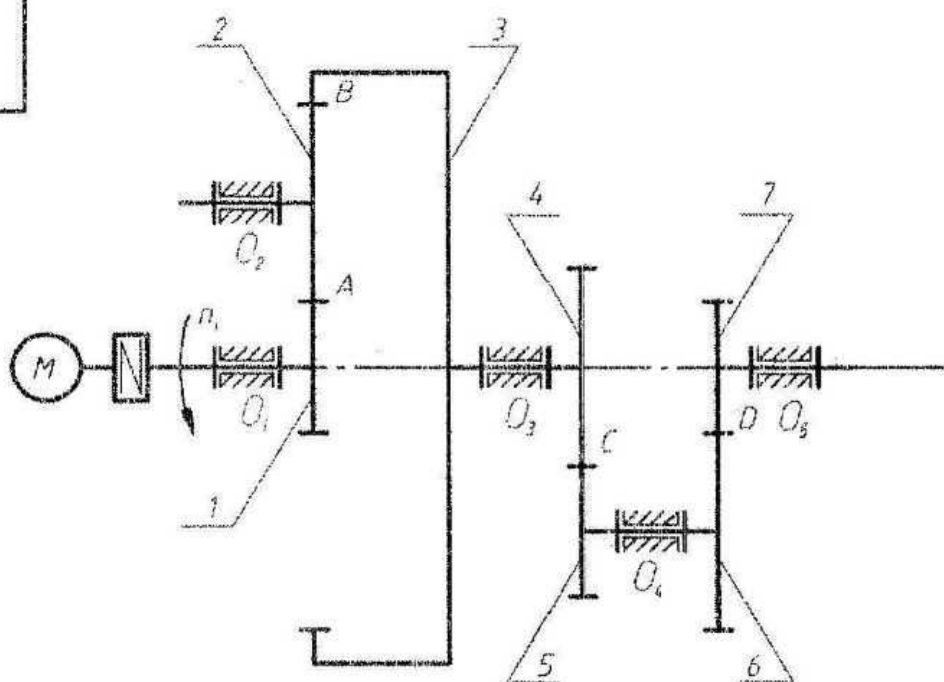
1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.



9



обеспечить соосность осей O_1, O_3 и O_5

№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7
1	4A80A2Y3	2850	?	21	54	?	18	20	13
2	4A63A2Y3	2740	?	24	60	15	?	23	13
3	4A63B2Y3	2710	12	?	66	15	24	?	13
4	4A112M4Y3	1445	12	30	?	15	27	28	?
5	4A71A4Y3	1390	13	26	?	15	30	?	13
6	4A71A6Y3	910	14	?	56	15	?	25	23
7	4A71B6Y3	900	?	28	70	15	36	30	?
8	4A63B6Y3	890	?	35	84	12	24	?	16
9	4A90LA8Y3	700	15	?	75	12	27	20	?
10	4A80A8Y3	675	15	33	?	?	30	24	18

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

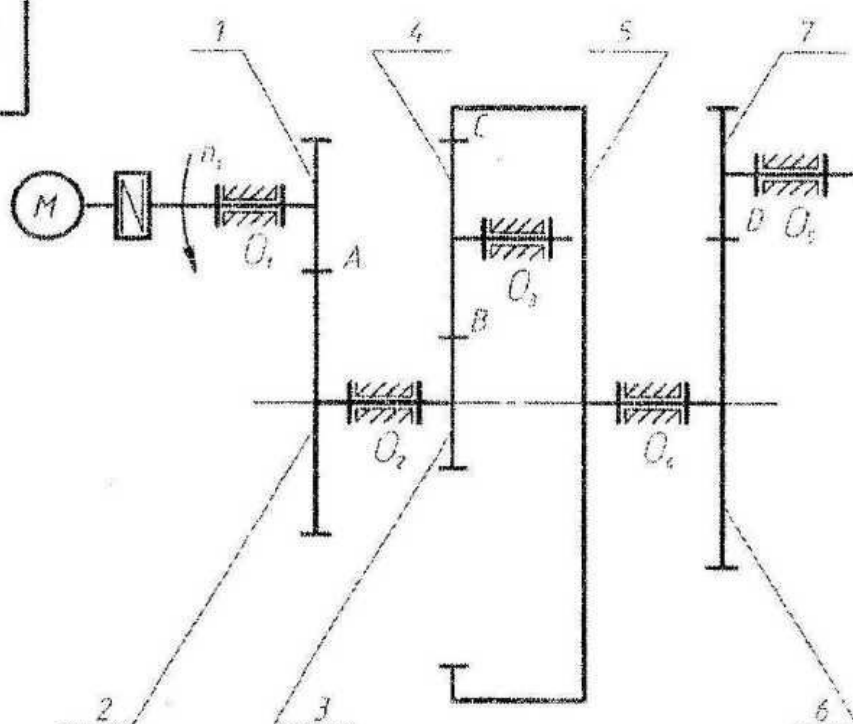
1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12(мм).

2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.

 - двигатель с муфтой

10



обеспечить соосность осей O_2 и O_4 .

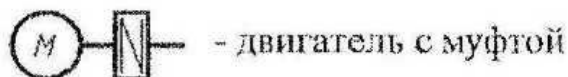
№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7
1	4A56B2Y3	2760	14	21	?	14	60	20	13
2	4A63B2Y3	2710	14	28	12	?	66	23	13
3	4A63B4Y3	1365	14	35	12	30	?	26	13
4	4A63B6Y3	890	12	21	13	26	?	16	13
5	4A90L2Y3	2840	12	24	14	?	56	32	13
6	4A90LB8Y3	700	12	27	?	28	70	20	15
7	4A132S4Y3	1455	12	30	?	35	84	24	15
8	4A132S6Y3	965	13	26	15	?	69	30	15
9	4A132S8Y3	720	15	21	15	30	?	25	14
10	4A160S8Y3	730	15	24	15	33	?	28	14

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

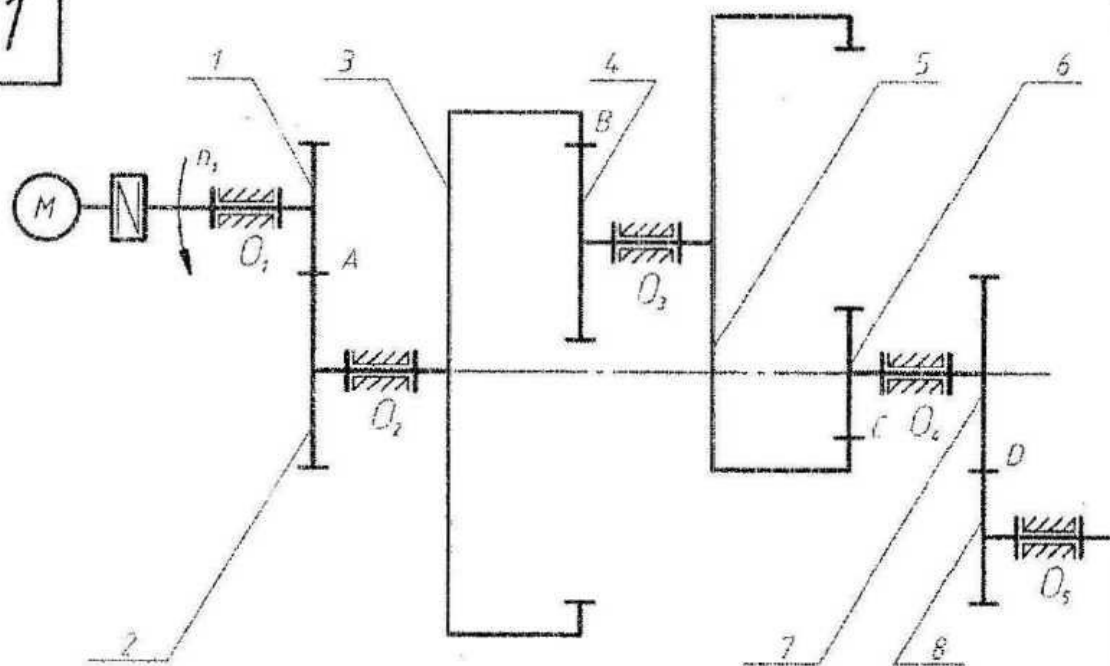
2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.



- двигатель с муфтой

11



обеспечить соосность осей O_2 и O_4

№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8
1	4A160S8Y3	730	12	15	?	18	55	13	20	13
2	4A100L6Y3	950	12	18	60	?	52	13	23	13
3	4A71B4Y3	1390	12	21	60	24	?	14	26	13
4	4A63A2Y3	2740	12	24	60	27	50	?	29	13
5	4A112M2Y3	2900	12	27	?	30	45	15	32	13
6	4A90L2Y3	2840	12	30	60	?	41	14	28	14
7	4A90L4Y3	1425	13	26	60	36	?	16	35	14
8	4A132M6Y3	870	14	21	60	39	40	?	20	15
9	4A100L8Y3	700	14	28	70	?	55	20	25	15
10	4A71B8Y3	680	15	21	70	28	?	18	30	15

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

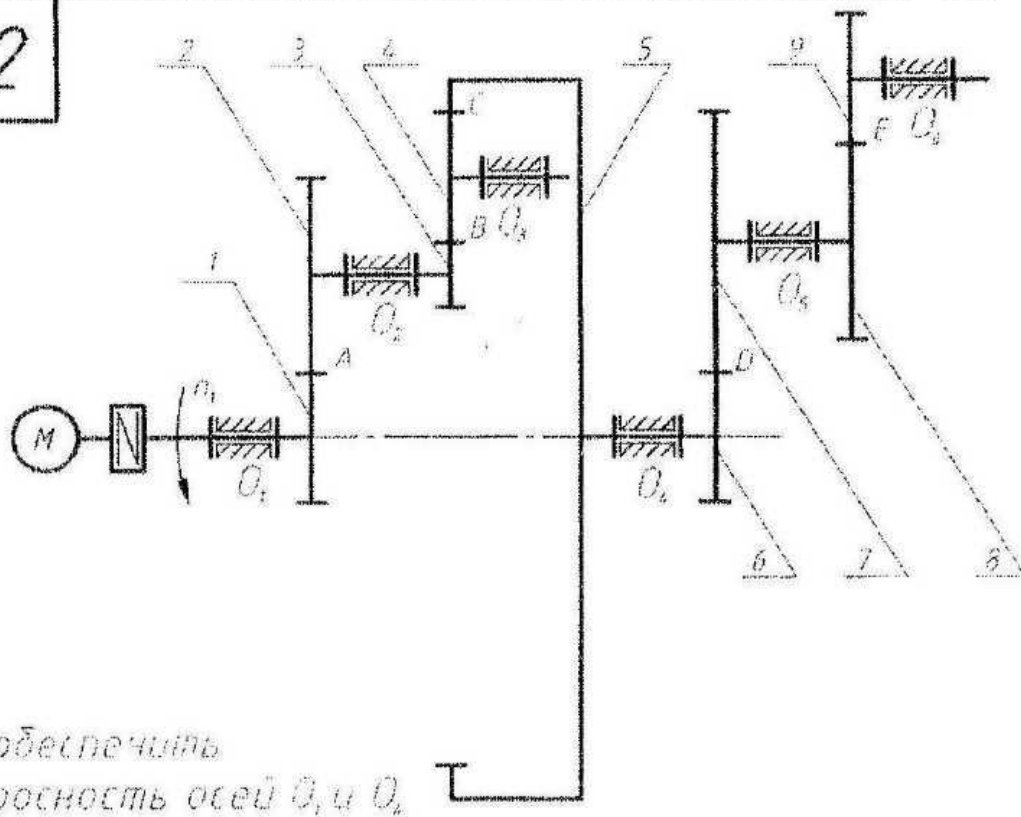
1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.

 - двигатель с муфтой

12



№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9
1	4A56B2Y3	2760	?	21	13	16	78	15	21	16	20
2	4A112M2Y3	2900	12	?	13	16	75	15	18	15	21
3	4A112M4Y3	1445	12	24	?	17	85	15	24	14	21
4	4A112MA6Y3	955	12	35	15	?	90	15	27	16	24
5	4A112MB6Y3	950	12	27	16	15	?	14	21	15	24
6	4A132M6Y3	870	?	30	16	15	88	14	28	15	27
7	4A112MA8Y3	700	12	?	14	15	89	14	24	12	21
8	4A112MB8Y3	700	12	39	?	15	95	14	26	12	18
9	4A132M8Y3	720	12	36	16	?	90	12	21	16	24
10	4A160S8Y3	730	12	31	17	14	?	12	18	16	20

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

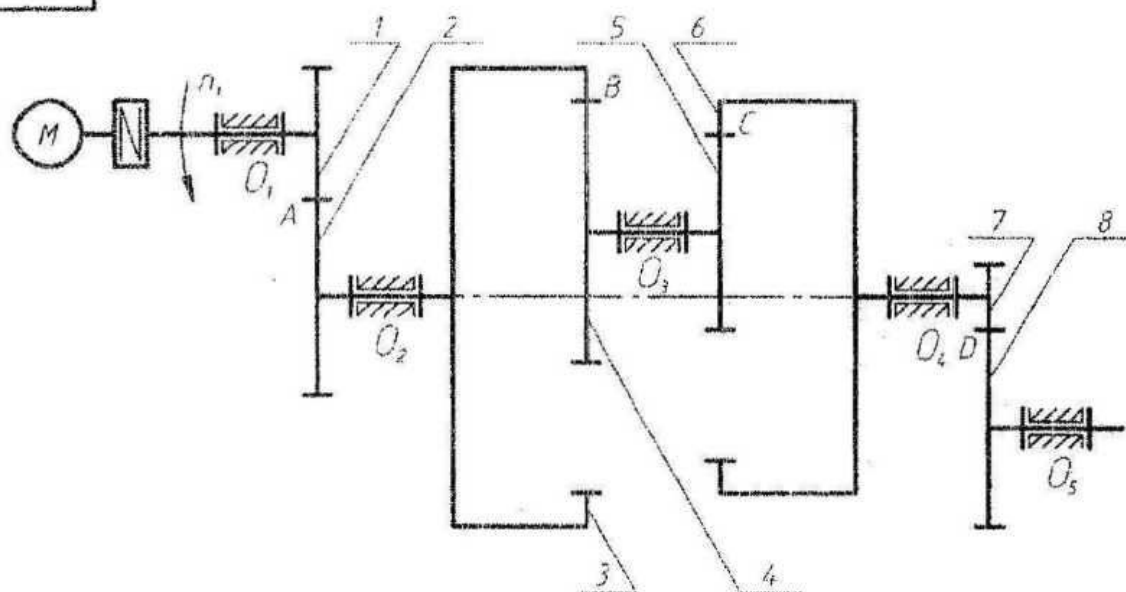
1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.

 - двигатель с муфтой

13



обеспечить соосность осей O_2 и O_4

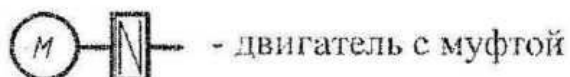
№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8
1	4A100L8Y3	700	15	18	?	16	12	56	12	19
2	4A112MA8Y3	700	15	21	60	?	13	55	12	18
3	4A132M8Y3	720	15	24	62	20	?	56	12	21
4	4A90L6Y3	935	15	27	62	22	15	?	12	24
5	4A100L6Y3	950	15	30	?	24	17	58	12	27
6	4A132M6Y3	870	14	21	65	?	15	54	12	30
7	4A80A4Y3	1420	14	28	68	28	?	54	13	26
8	4A80A6Y3	915	14	35	68	26	14	?	16	24
9	4A80B6Y3	920	13	26	70	?	18	58	16	32
10	4A80A8Y3	675	12	24	70	35	?	60	17	34

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

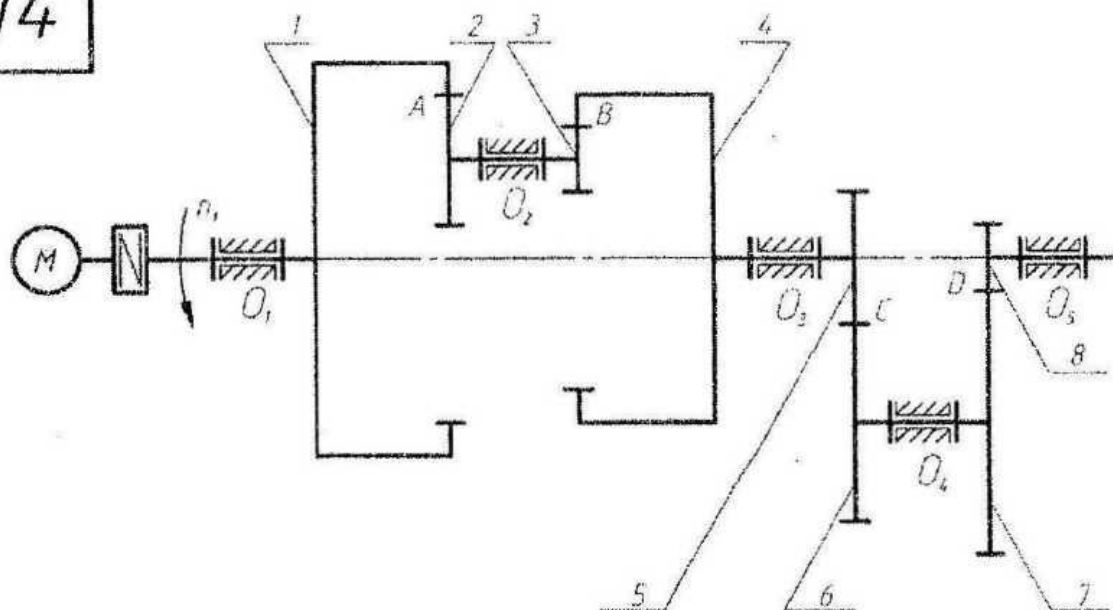
2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.



- двигатель с муфтой

14



обеспечить соосность осей O_1, O_3 и O_5

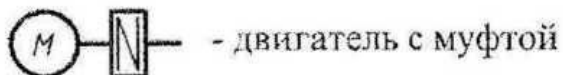
№ вар.	Тип двигателя	n_1 [об/мин]	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8
1	4A132S4Y3	1455	?	21	12	61	?	18	13	17
2	4A132S6Y3	965	70	?	14	56	12	?	15	18
3	4A112M4Y3	1445	70	35	?	60	12	24	?	21
4	4A112M2Y3	2900	70	42	16	?	12	27	13	?
5	4A100L8Y3	700	?	30	15	60	12	30	14	?
6	4A100L6Y3	950	75	?	15	45	13	23	?	20
7	4A80A4Y3	1420	80	32	?	60	13	?	15	24
8	4A80A6Y3	915	80	40	16	?	?	21	12	23
9	4A63A4Y3	1370	80	44	?	60	?	28	16	26
10	4A63B2Y3	2710	80	48	16	?	15	?	16	20

Наиболее применяемые значения модулей (ГОСТ 9563-80)

1-й предпочтительный ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 (мм).

2-й предпочтительный ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14 (мм).

Значение модуля выдается преподавателем.



7. СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М., 1988.
2. Теория механизмов и механика машин / Под ред. К.В. Фролова. – М., 1998.
3. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные задачи машиноведения. – М., 1984.
4. Трофимов О.Ф. Инженерно-экономические основы обеспечения качества в машиностроении. – М., 2002.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Структурный анализ плоских зубчатых механизмов	4
1.1. Основные понятия и определения	4
1.2. Структурный анализ плоских зубчатых механизмов	6
2. Кинематический анализ плоских зубчатых механизмов (передач) различного типа	8
2.1. Простая зубчатая передача с внешним зацеплением.....	8
2.2. Простая зубчатая передача с внутренним зацеплением.....	10
2.3. Одноступенчатый зубчатый ряд	12
2.4. Многоступенчатый зубчатый ряд (механизм).....	14
3. Пример решения задачи	18
4. Цилиндрическая зубчатая передача	21
4.1. Эвольвента и эвольвентный профиль зуба	21
4.2. Параметры зубчатого колеса	22
4.3. Параметры зацепления пары нормальных зубчатых колес	25
4.4. Активная поверхность и профиль зуба	30
5. Выполнение и оформление расчетно-графической работы (РГР)	31
5.1. Задачи расчетно-графической работы.....	31
5.2. Оформление пояснительной записки	31
5.3. Методические указания к выполнению РГР.....	33
6. Технические задания	34
7. Список литературы	49