

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ  
ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-  
ДОРОЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**  
К ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ ПО КУРСУ  
«ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»

Харьков 2017

Составители: Перегон В. А.  
Коряк А. А.

Кафедра деталей машин и ТММ

## ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Целью выполнения лабораторных работ является закрепление основных теоретических положений курса, приобретение практических навыков по анализу структуры, кинематики и динамики наиболее распространенных типов механизмов, по синтезу зубчатых зацеплений, а также по решению некоторых прикладных задач теории механизмов.

Для выполнения лабораторных работ студент должен заранее самостоятельно подготовиться к выполнению очередной лабораторной работы по указанию преподавателя, пользуясь настоящими "Методическими указаниями..." и литературой [1, 2, 3]. В начале занятия преподаватель путем опроса контролирует готовность студентов к выполнению каждой работы.

При выполнении лабораторных работ студенты обязаны соблюдать требования техники безопасности.

Работы выполняются бригадами, включающими 3-5 человек. Каждая бригада в конце занятий должна убрать после себя рабочее место, сдать преподавателю приборы и измерительный инструмент.

Отчет по каждой работе, оформленный в соответствии с требованиями настоящих указаний, студент защищает перед преподавателем в конце каждого занятия. Студент, не выполнивший и не защитивший все плановые лабораторные работы, не допускается к сдаче экзамена по теории механизмов и машин.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 «ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРА»

**Цель работы** – освоить методику балансировки ротора по методу трех проб.

### *Приборы и оборудование*

1. Станок для динамической балансировки ротора системы Шитикова Б. В. (рис. 1.1).
2. Индикатор.
3. Гаечные ключи.
4. Набор грузиков.

### *Порядок выполнения работы*

Полагая, что в плоскостях I и II расположены неуравновешенные массы  $m_I$  и  $m_{II}$ , со статическими моментами  $\Delta_I = m_I \cdot r_I$  и  $\Delta_{II} = m_{II} \cdot r_{II}$ , необходимо подобрать и установить в этих же плоскостях (рис. 1.1) два таких противовеса (грузика), чтобы ротор был полностью (динамически) уравновешен. Следует иметь в виду, что массы  $m_I$  и  $m_{II}$ , это воображаемые неуравновешенные массы ротора, приведенные к плоскостям I и II.

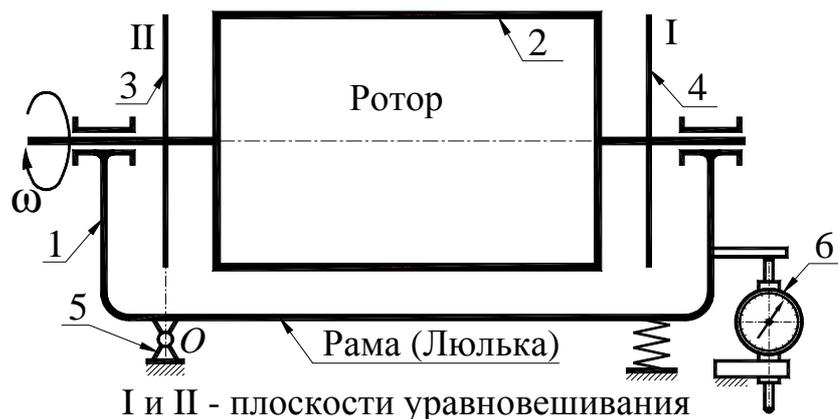


Рисунок 1.1 – Схема балансировочного станка

Задача по уравновешиванию сводится к определению величин  $\Delta_I$  и  $\Delta_{II}$ , а также координат неуравновешенных масс (углы  $\alpha_I$  и  $\alpha_{II}$ ). Сначала проводят опыты для плоскости I, по результатам которых

вычисляют  $\Delta_I$  и  $\alpha_I$ , и выполняют уравнивание неуравновешенных масс, приведенных к плоскости I, а затем, развернув ротор так, чтобы плоскости I и II поменялись местами, выполняют то же самое для плоскости II.

Рассмотрим методику определения  $\Delta_I$  и  $\alpha_I$  на станке Шитикова Б. В. методом трех проб (опытов).

Станок представляет собой колебательную систему с одной степенью свободы. Ось, вокруг которой происходят колебания ротора (с люлькой), лежит в плоскости II, т. е. вынужденные колебания ротора вызываются только центробежными силами неуравновешенных масс, приведенных к плоскости I. (рис 1.1 и 1.2).

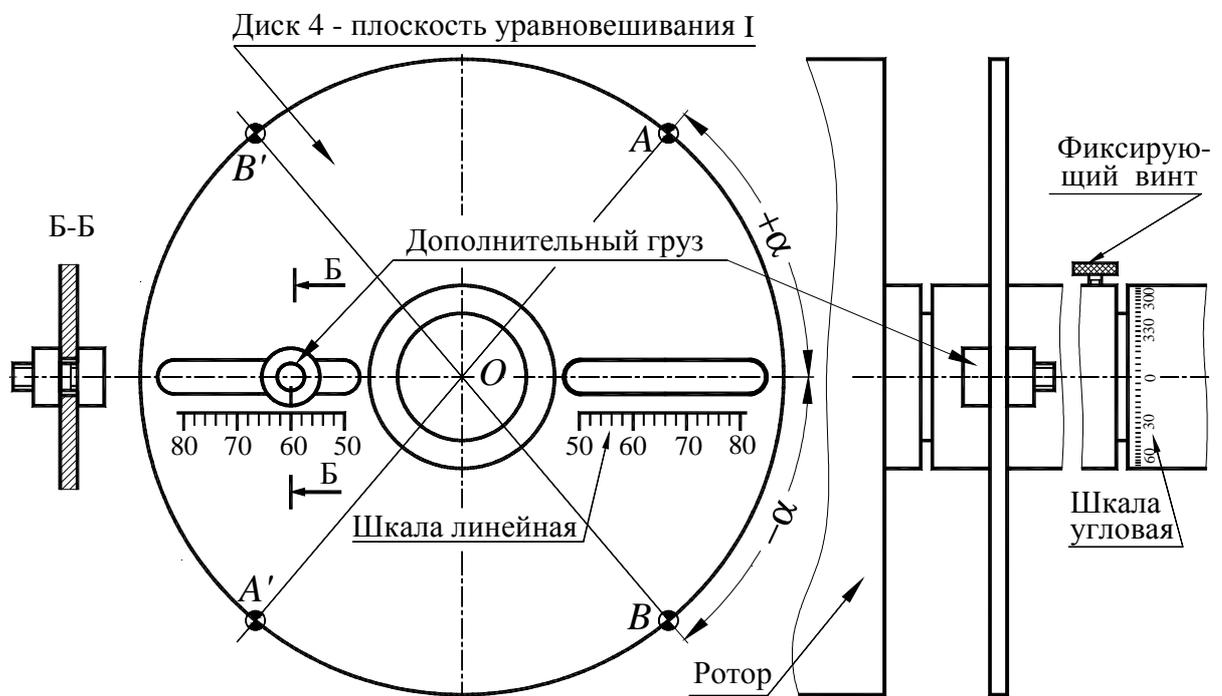


Рисунок 1.2 – Диск 4 с прорезями для установки грузов

Известно, что амплитуда колебаний при резонансе пропорциональна возмущающей силе, которой является центробежная сила неуравновешенных масс. Центробежная сила в свою очередь пропорциональна величине дисбаланса  $\Delta_I = m_I \cdot r_I$ . Таким образом, амплитуда колебаний  $A$ , сила инерции  $P_u$  и статический момент неуравновешенной массы (дисбаланс)  $\Delta_I = m_I \cdot r_I$  прямо пропорциональны друг другу.

Для определения  $\Delta$  и  $\alpha$  проводят три следующих опыта (пробы):

1) регистрацию резонансной амплитуды колебаний ротора, вызванных действием только сил инерции неуравновешенных масс, приведенных к плоскости I (амплитуда  $A_1$ );

2) регистрацию резонансной амплитуды колебаний ротора, вызванных совместным действием сил инерции неуравновешенных масс, приведенных к плоскости I, и дополнительной массы с дисбалансом  $\Delta_D = m_D \cdot r_D$  (амплитуда  $A_2$ );

3) регистрацию резонансной амплитуды колебаний ротора, вызванных совместным действием сил инерции неуравновешенных масс, приведенных к плоскости I, и дополнительной массы, перенесенной в диаметрально противоположную точку плоскости I с дисбалансом  $-\bar{\Delta}_D = -\vec{r}_D \cdot m$  (амплитуда  $A_3$ ).

Выполнив, как описано ниже, три опыта по измерению амплитуд резонансных колебаний неуравновешенного ротора без грузиков, с произвольно выбранным дополнительным грузиком, установленным в произвольном месте плоскости I, и с этим же грузиком, переориентированным на  $180^\circ$ , определить величину статического момента неуравновешенной массы  $\Delta_I = m_I \cdot r_I$ , приведенной к плоскости I. Вычислить угол  $\alpha$ , под которым расположена неуравновешенная масса  $m_I$  по отношению к дополнительному грузику с массой  $m_D$ , и коэффициент пропорциональности амплитуды колебаний  $\mu$ , зависящий от постоянных параметров станка.

Для определения неуравновешенной массы  $m_{II}$ , приведенной к плоскости II, необходимо развернуть ротор в подшипниках на  $180^\circ$  и повторить те же операции.

Работу надо выполнять в такой последовательности.

1. Разогнать ротор до  $\omega > \omega_0$  ( $\omega_0 = 2\pi f_0$ , где  $f_0$  – собственная частота колебаний ротора с люлькой, а  $\omega_0$  – круговая частота колебаний), затем выключить электродвигатель и наблюдать вращение ротора по инерции (выбег). По мере уменьшения числа оборотов ротора вынужденные колебания рамы будут возрастать и при  $\omega = \omega_0$  наступит явление резонанса, при котором амплитуда колебаний достигнет наибольшего значения  $A_1$ . Повторить опыт еще два раза и по трем измерениям вычислить среднее значение амплитуды  $A_1$ , пропорциональной статическому моменту неуравновешенной массы, приведенной к плоскости I

$$\bar{A}_1 = m_I \bar{r}_I \cdot \mu = \bar{\Delta}_I \cdot \mu, \quad (1.1)$$

где  $\mu$  – коэффициент пропорциональности.

2. Закрепить на диске 4 дополнительный грузик с массой  $m_d$ , статический момент которой  $\bar{\Delta}_d = m_d \bar{r}_d$  (рис. 1.3), где  $r_d$  – произвольно выбранный радиус.

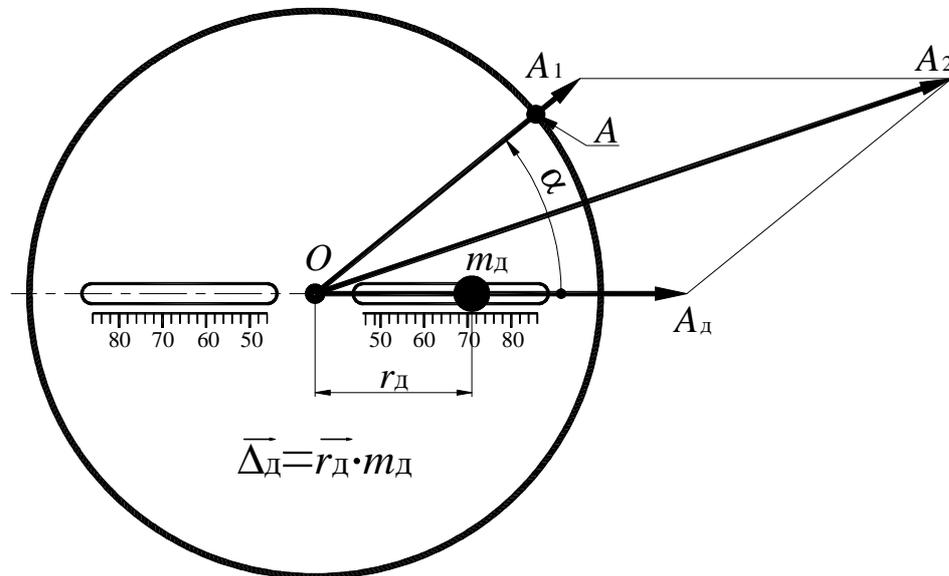


Рисунок 1.3 – Вторая проба

Снова разогнать ротор до  $\omega > \omega_0$  и наблюдать вращение его по инерции. По трем измерениям резонансных амплитуд второй пробы (2-го опыта) вычислить среднюю амплитуду  $A_2$ , которая пропорциональна суммарному дисбалансу неуравновешенной массы  $m_1$  и добавочного груза  $m_d$ , т. е.  $\bar{\Delta}_2 = \bar{\Delta}_1 + \bar{\Delta}_d$  (имеется в виду, что  $\bar{\Delta}_1 = \bar{\Delta}_I$ ), тогда

$$\bar{A}_2 = m_2 \bar{r}_2 \cdot \mu = \bar{\Delta}_2 \cdot \mu. \quad (1.2)$$

Учитывая пропорциональность между статическим моментом  $D$ , силой инерции  $P_u$ , и резонансной амплитудой  $A$ , связь между  $A_1$  и  $A_2$  имеет вид

$$\bar{A}_2 = \bar{A}_1 + \bar{A}_d, \quad (1.3)$$

где  $\bar{A}_d = \bar{\Delta}_d \cdot \mu$  – амплитуда, пропорциональная дисбалансу (статическому моменту) дополнительной массы  $m_d$ .

Необходимо учитывать, что векторное уравнение (1.3) содержит три неизвестных: направления векторов  $\overline{A_1}$  и  $\overline{A_2}$  и модуль вектора  $\overline{A_d}$ , поэтому решить его непосредственно после первых двух проб нельзя. Модуль вектора  $\overline{A_2}$  можно определить по формуле (1.3a), в которой модуль  $A_d$  и  $\alpha$  неизвестны:

$$A_2 = \sqrt{A_1^2 + A_d^2 + 2A_1A_d \cos \alpha}. \quad (1.3a)$$

3. Переставить дополнительный грузик с массой  $m_d$  в диаметрально противоположную точку диска 4. Для этого достаточно, используя имеющуюся угловую шкалу на валу ротора, повернуть диск 4 относительно вала ротора на  $180^\circ$  (см. рис. 1.2 и рис. 1.4).

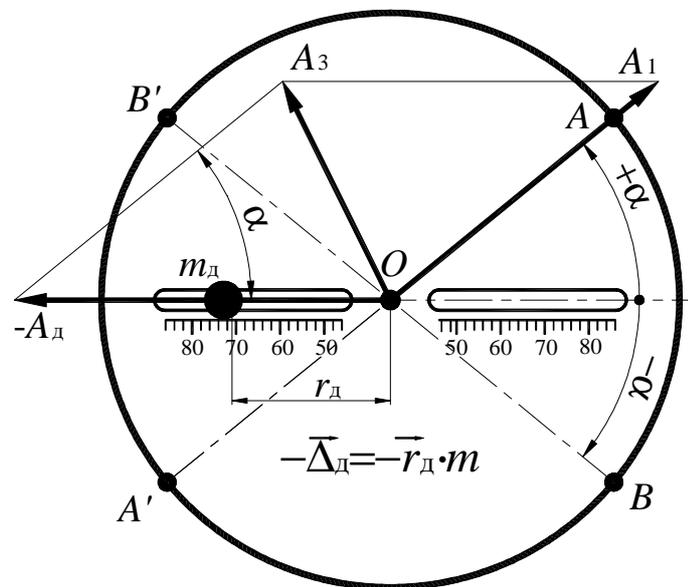


Рисунок 1.4 – Третья проба

Разогнать ротор до  $\omega > \omega_0$  и аналогичным образом определить резонансную амплитуду колебаний 3-го опыта  $\overline{A_3}$ , имея в виду, что при этом опыте суммарный дисбаланс масс, приведенных к плоскости I, равен  $\overline{\Delta_3} = \overline{\Delta_1} - \overline{\Delta_d}$ . Следовательно

$$\overline{A_3} = \overline{\Delta_3} \cdot \mu; \quad (1.4)$$

$$\overline{A_3} = \overline{A_1} - \overline{A_d}. \quad (1.5)$$

Соответственно модуль вектора  $\overline{A_3}$  можно определить по формуле (1.5а), в которой те же неизвестные, что и в формуле (1.3а)

$$A_3 = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 - 2A_1A_2 \cos \alpha}. \quad (1.5a)$$

4. Определить амплитуду  $A_D$ , пропорциональную дисбалансу  $\Delta_D$ .

Амплитуду  $A_D$  можно найти как графическим, так и аналитическим способом. Для определения графическим способом необходимо произвести следующие построения. В принятом масштабе  $\mu_l$  (масштаб длины) построить треугольник  $OaM$  со сторонами длиной  $A_1$ ,  $A_2/2$  и  $A_3/2$ . (см. рис. 1.5а). Точка  $M$  этого треугольника есть точка пересечения середин векторов  $\overline{A_2}$  и  $\overline{A_3}$ , которые являются диагоналями параллелограмма  $Oabc$  (см. рис. 1.5б). Стороны  $Oc$  и  $ab$  в масштабе изображают модуль вектора  $\overline{A_D}$ , а угол  $\alpha$  между векторами  $\overline{A_D}$  и  $\overline{A_1}$  является положительной координатой радиусавектора неуравновешенной массы  $m_I$ .

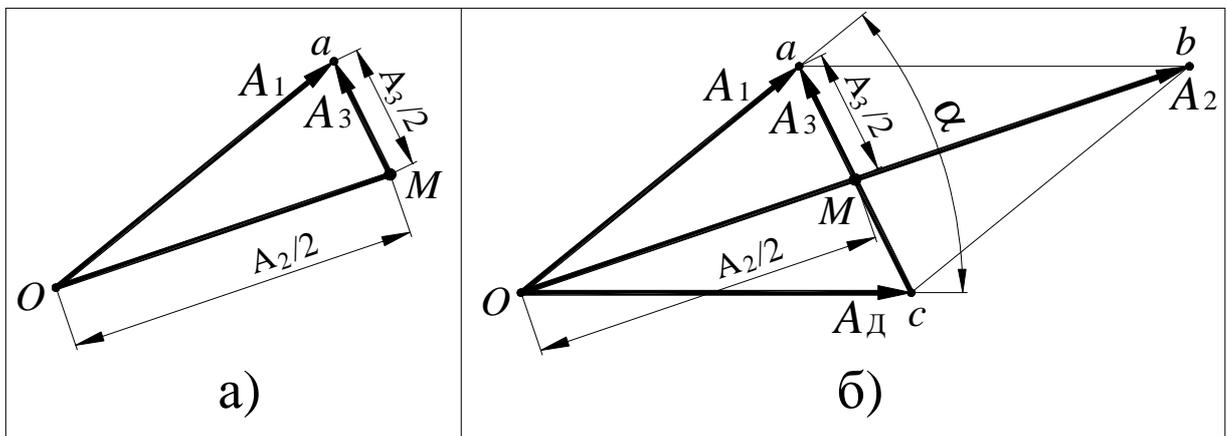


Рисунок 1.5 – Определение амплитуды  $A_D$  и угла  $\alpha$

5. Определить аналитически амплитуду  $A_D$ .

Совместно решив уравнения (1.3а) и (1.5а), получим формулу для определения  $A_D$ :

$$A_D = \sqrt{(A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2) / 2}. \quad (1.6)$$

Вычислить погрешность графического построения в процентах.

6. Определить масштаб амплитуд (коэффициент пропорциональности)

$$\mu = A_d / \Delta_d. \quad (1.7)$$

7. Вычислить статический момент (дисбаланс) неуравновешенной массы ротора, приведенной к плоскости I

$$\Delta_I = \Delta_1 = m_1 \cdot r_1 = A_1 / \mu. \quad (1.8)$$

8. Определить направление радиус-вектора, на котором расположена воображаемая неуравновешенная масса  $m_1$ , приведенная к плоскости I. Положение радиус-вектора определяется углом  $\alpha$  между упомянутым радиус-вектором и осью прорези в диске, в которой при втором опыте была установлена дополнительная масса  $m_d$ . Угол  $\alpha$  вычислить по формуле

$$\alpha = \pm \arccos \frac{A_1^2 + A_d^2 - A_3^2}{2A_1A_d}. \quad (1.9)$$

По формуле (1.9) получают два значения угла (положительное и отрицательное). Вопрос о правильности выбора значения  $\alpha$  определяется опытным путем. Неуравновешенная масса может располагаться либо на радиусе  $OA$ , либо на радиусе  $OB$ . Соответственно противовес необходимо устанавливать либо на радиусе  $OA'$ , либо на радиусе  $OB'$  (рис. 1.2).

Правильной является та установка груза, при которой вибрации отсутствуют или незначительны (даже при резонансном числе оборотов).

9. Произвести контрольное определение амплитуды колебания ротора с противовесом и найти остаточный дисбаланс

$$\Delta_{ост} = A_{ост} / \mu.$$

## Содержание отчета

1. Схема балансировочного станка.
2. Определение амплитуд колебаний:
  - $A_1$  – неуравновешенного ротора;
  - $A_2$  – ротора с добавочным грузом;
  - $A_3$  – ротора с тем же добавочным грузом, радиус-вектор которого повернут на  $180^\circ$ .

Таблица 1.1

Номер испытания	$A_1$ , мм	$A_2$ , мм	$A_3$ , мм
1			
2			
3			
Среднее значение			

3. Вычисление по зависимости (1.6) амплитуды, соответствующей статическому моменту добавочного груза  $A_d$  [мм].

4. Определение по зависимости (1.7) коэффициента пропорциональности  $\mu$  и по зависимости (1.8) – статического момента дисбаланса ротора:

масса добавочного груза  $m_d$  [г];

расстояние центра тяжести добавочного груза от оси вращения  $r_d$  [мм];

статический момент добавочного груза  $\Delta_d = m_d r_d$  [г·мм];

коэффициент пропорциональности  $\mu = A_d / \Delta_d$  [мм / г·мм];

статический момент дисбаланса ротора в плоскости I

$\Delta_I = A_1 / \mu$  [г·мм];

5. Определение массы и положения балансировочного грузика:

масса грузика (выбирать произвольно из имеющихся грузов)  $m_1$  [г];

модуль радиуса-вектора центра тяжести груза  $r_1 = \Delta_I / m_1$  [мм];

угол  $\alpha$  между радиусом-вектором противовеса и радиусом-вектором добавочного груза  $\alpha = \pm$  [град] вычисляется по зависимости (1.9).

6. Контрольное определение амплитуды  $A_{ост}$  колебаний с противовесом.

Таблица 1.2

Номер испытания	$A_{\text{ост}}, \text{ мм}$	
	при $\alpha > 0$	при $\alpha < 0$
1		
2		
3		

### ***Контрольные вопросы***

1. В каких случаях применяются статическая и динамическая балансировки?
2. Каким минимальным числом противовесов можно ограничиться для уравнивания нескольких масс, вращающихся в параллельных плоскостях?
3. Какой параметр следует стремиться свести к нулю при статической балансировке?
4. Какой параметр стремятся свести к нулю при динамической балансировке?
5. Сколько раз приходится измерять максимальную амплитуду колебаний рамы при определении динамического дисбаланса?
6. Где закрепляются дополнительные грузики в процессе динамической балансировки?
7. Какие колебания имеет рама при динамической балансировке в процессе выбега ротора после выключения электродвигателя?
8. В чем отличие уравнивания масс от балансировки?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

### «АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ ПЛАНЕТАРНОГО КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА»

**Цель работы** – составить кинематическую схему планетарного конического механизма и определить по ней передаточные отношения графическим и аналитическим методами.

#### *Приборы и оборудование*

1. Планетарный конический редуктор.
2. Чертежные инструменты.

#### *Порядок выполнения работы*

1. Ознакомиться с устройством планетарного конического зубчатого механизма, подсчитать числа зубьев колес и вычертить в масштабе кинематическую схему механизма. На кинематической схеме (рис. 2.1) указать номера зубчатых колес.

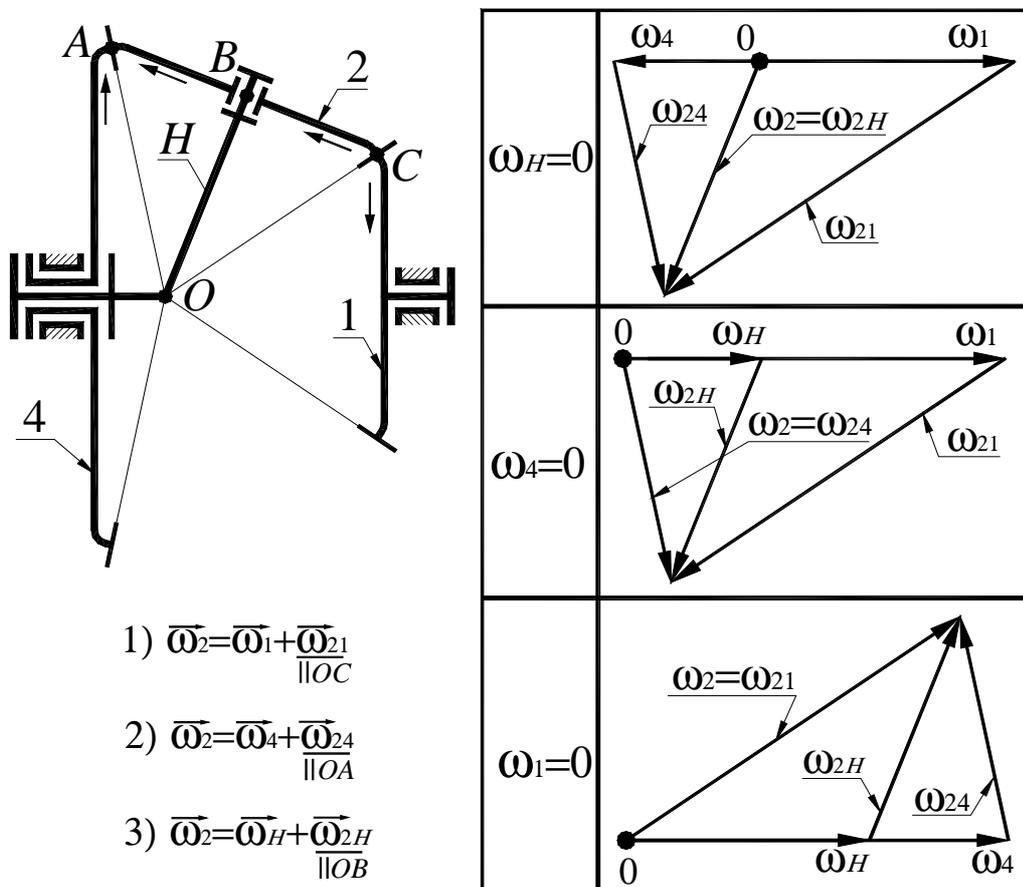


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема механизма и планы угловых скоростей

## 2. Пользуясь формулой Виллиса

$$i_{1n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H}, \quad (2.1)$$

определить аналитически следующие передаточные отношения механизма:  $i_{1H}^{(4)}$ ;  $i_{4H}^{(1)}$ ;  $i_{14}^{(H)}$ .

Формула Виллиса, приведенная выше, имеет общий вид. Для конкретной кинематической схемы механизма студент должен привести выражение для  $i_{1n}^{(H)}$ . Так, например, для механизма, показанного на рис. 2.1, формула Виллиса будет иметь вид

$$i_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = -\frac{z_4}{z_1}. \quad (2.2)$$

Знак  $i_{14}^{(H)}$  для конического механизма определяется с помощью метода стрелок (см. рис. 2.1).

Из (2.2), при  $\omega_4 = 0$ ;  $\omega_1 = 0$  и  $\omega_H = 0$  соответственно, можно получить

$$i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)}; \quad i_{4H}^{(1)} = 1 - i_{41}^{(H)}; \quad i_{41}^{(H)} = -\frac{z_1}{z_4}; \quad i_{14}^{(H)} = -\frac{z_4}{z_1}.$$

3. В механизме (рис. 2.1) звенья 1, 4, и  $H$  совершают простое вращательное движение вокруг оси механизма. Сателлит 2 совершает сложное вращательное движение. Вектор угловой скорости звена 2 можно представить в следующих 3-х вариантах:

$$\vec{\omega}_2 = \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{21}; \quad \vec{\omega}_2 = \vec{\omega}_4 + \vec{\omega}_{24}; \quad \vec{\omega}_2 = \vec{\omega}_H + \vec{\omega}_{2H}. \quad (2.3)$$

4. Далее, совместно решая векторные уравнения (2.3), с учетом того, что  $\vec{\omega}_{21} \parallel OC$ ;  $\vec{\omega}_{24} \parallel OA$ ;  $\vec{\omega}_{2H} \parallel OB$ , построить планы угловых скоростей звеньев планетарного механизма для 3-х случаев:  $\omega_1 = 0$ ;  $\omega_4 = 0$  и  $\omega_H = 0$ .

5. По планам угловых скоростей зубчатых колес механизма определить передаточные отношения (через длины отрезков, изображающие в произвольном масштабе соответствующие угловые скорости колес).

6. Вычислить относительную погрешность передаточного отношения, найденного графически. Погрешность не должна превышать 5 процентов.

### ***Содержание отчета***

1. Схема планетарного конического редуктора с указанием чисел зубьев колес.
2. Построение планов угловых скоростей звеньев.
3. Аналитическое вычисление передаточного отношения по формуле Виллиса с необходимыми пояснениями.
4. Графическое определение передаточного отношения.
5. Вычисление относительной погрешности графического метода анализа кинематики планетарной конической передачи.

### ***Контрольные вопросы***

1. Особенности планетарных конических зубчатых механизмов.
2. Как определить неизвестную угловую скорость колеса по заданной переносной и относительной угловым скоростям (на конкретных примерах)?
3. Поясните применение формулы Виллиса для планетарных конических редукторов.
4. Дифференциальные планетарные зубчатые механизмы. Приведите примеры. Назначение этих механизмов.
5. Определите мгновенные оси перекатывания конических колес в планетарных зубчатых механизмах.
6. Недостатки конических планетарных передач.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 «АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ ПЛАНЕТАРНОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА»

**Цель работы** – составить кинематическую схему цилиндрического планетарного зубчатого механизма и определить по ней передаточные отношения графическим и аналитическим методами.

### *Приборы и оборудование*

1. Планетарный цилиндрический редуктор.
2. Чертежные инструменты.

### *Порядок выполнения работы*

1. Ознакомиться с устройством планетарного цилиндрического зубчатого механизма, подсчитать числа зубьев колес и вычертить в масштабе кинематическую схему механизма. В качестве примера на рис. 3.1 приведена кинематическая схема механизма Джемса с двухвенцовым сателлитом. Студент должен вычертить в масштабе кинематическую схему того планетарного редуктора, который ему укажет преподаватель и указать номера зубчатых колес и узловые точки механизма.

На рис. 3.2 в масштабе показаны планы линейных скоростей точек колес механизма приведенного на рис. 3.1 для трех случаев:  $\omega_1 = 0$ ;  $\omega_4 = 0$  и  $\omega_H = 0$ , а также планы угловых скоростей звеньев механизма. На планах линейных скоростей показаны также линии распределения скоростей для всех звеньев механизма (линия распределения скоростей – это отрезок, соединяющий концы векторов скоростей 2-х точек звена).

2. Пользуясь формулой Виллиса

$$i_{1n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H}, \quad (3.1)$$

определить аналитически следующие передаточные отношения механизма  $i_{1H}^{(4)}$ ;  $i_{4H}^{(1)}$ ;  $i_{14}^{(H)}$ .

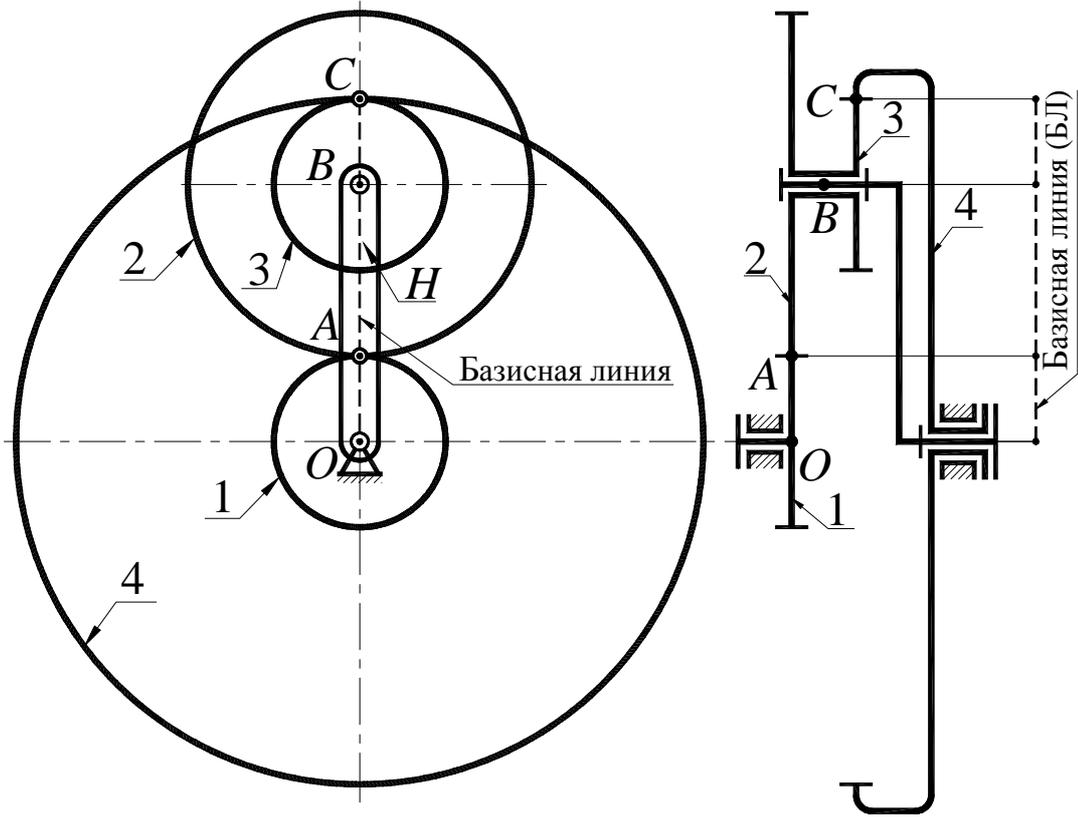


Рисунок 3. 1 – Кинематическая схема механизма с базисной линией

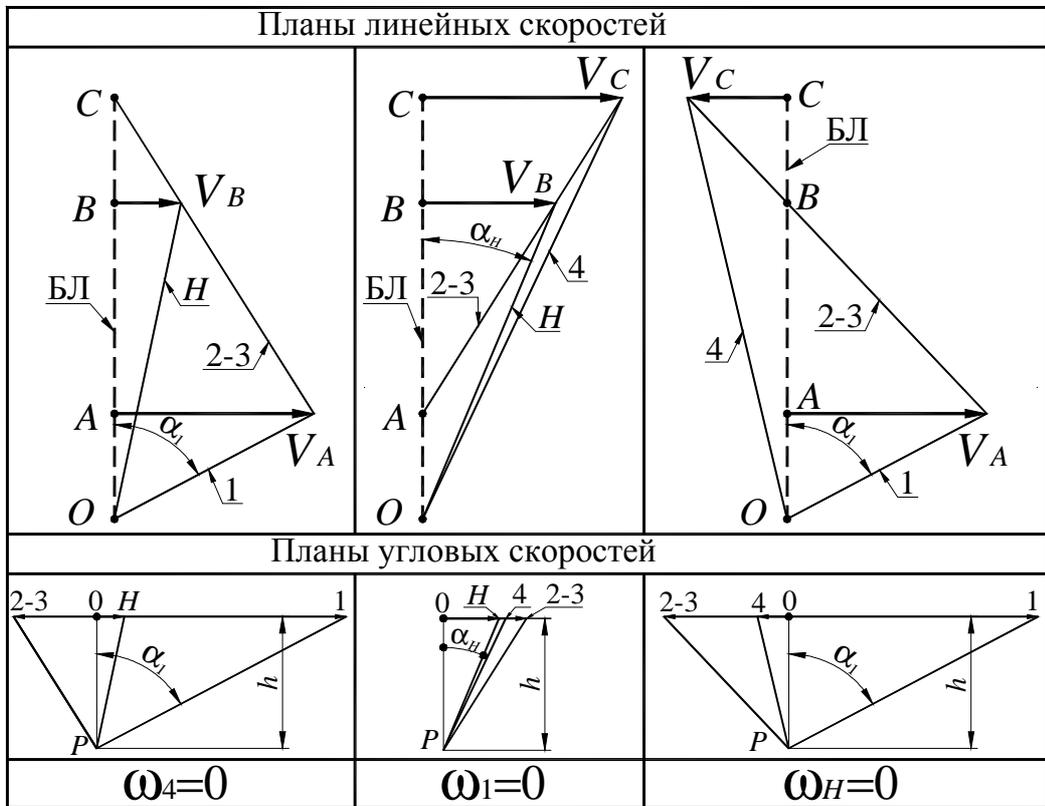


Рисунок 3.2 – Планы линейных и угловых скоростей

Формула Виллиса, приведенная выше, имеет общий вид. Для конкретной кинематической схемы механизма студент должен привести выражение для  $i_{1n}^{(H)}$ . Так, например, для механизма, показанного на рис.3.1, формула Виллиса будет иметь вид

$$i_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}. \quad (3.2)$$

Из (3.2), при  $\omega_4 = 0$ ;  $\omega_1 = 0$  и  $\omega_H = 0$  соответственно, можно получить

$$i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)}; \quad i_{4H}^{(1)} = 1 - i_{41}^{(H)}; \quad i_{41}^{(H)} = -\frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \quad i_{14}^{(H)} = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

3. На схеме механизма, показанного на рис. 3.1, который приведен в качестве примера, пунктирной линией показана базисная линия. Эта линия есть проекция плоскости, в которой расположены центры вращения звеньев и точки касания начальных окружностей пар колес на плоскость чертежа. Студент должен для своего механизма построить планы линейных и угловых скоростей для 3-х случаев:  $\omega_1 = 0$ ;  $\omega_4 = 0$  и  $\omega_H = 0$ . Методика построения плана линейных скоростей базируется на понятии о мгновенном центре скоростей (МЦС) тела, совершающего плоское движение.

4. Используя планы линейных скоростей, необходимо построить планы угловых скоростей. Для этого следует выбрать ось угловых скоростей звеньев, совершающих простое вращательное движение и отложить от этой оси выбранное полюсное расстояние  $OP=h$  ( $P$  – полюс плана угловых скоростей). Затем в полюс перенести (скопировать) линии распределения линейных скоростей звеньев, доведя их до пересечения с осью угловых скоростей. Точки пересечения линий распределения линейных скоростей с осью угловых скоростей определяют концы векторов соответствующих угловых скоростей.

5. Вычислить относительную погрешность передаточного отношения, найденного графически. Погрешность не должна превышать 5 процентов.

### ***Содержание отчета***

1. Схема планетарного цилиндрического редуктора с указанием чисел зубьев колес.
2. Построение планов линейных скоростей точек зубчатых колес.
3. Построение планов угловых скоростей колес.
4. Аналитическое определение передаточного отношения по формуле Виллиса с необходимыми пояснениями.
5. Графическое определение передаточного отношения.
6. Вычисление относительной погрешности графического метода анализа кинематики планетарной цилиндрической передачи.

### ***Контрольные вопросы***

1. Какие механизмы называются планетарными?
2. Преимущества и недостатки планетарных механизмов.
3. Области применения планетарных механизмов.
4. Условие соосности планетарного механизма.
5. Метод мысленной остановки водила.
6. Формула Виллиса и ее применение.

## **ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4**

### **«МОДЕЛИРОВАНИЕ НАРЕЗАНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ МЕТОДОМ ОБКАТКИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА»**

*Цель работы* – освоить метод обкатки (огибания) нарезания зубчатых эвольвентных колес со смещением режущего инструмента путем моделирования.

#### *Приборы и оборудование*

1. Прибор для вычерчивания зубьев эвольвентного профиля ТММ 42.
2. Заготовка бумаги в виде круга, диаметр которого соответствует параметрам выданного прибора.
3. Циркуль и остро заточенный карандаш.
4. Измерительная линейка.

#### *Краткое описание прибора*

Упрощенный чертеж прибора ТММ 42 показан на рисунке 4.1.

На рисунке:

- 1- модель инструментальной рейки;
- 2- шкив, имитирующий делительную окружность нарезаемого колеса;
- 3- диск из оргстекла для установки бумажного круга – заготовки для зубчатого колеса;
- 4- винт крепления диска 5;
- 5- стальной диск для крепления бумажного круга;
- 6- струна;
- 7- корпус прибора;
- 8- направляющие каретки;
- 9- неподвижный рычаг для крепления струны;
- 10- шарнирно закрепленный рычаг для крепления струны;
- 11- шкала;
- 12- рычаг для натяжения струны;
- 13- рычаг для ступенчатого движения рейки;
- 14- рычаг для отключения храпового механизма;
- 15- винт крепления рейки;
- 16- ось поворота рычага 10.

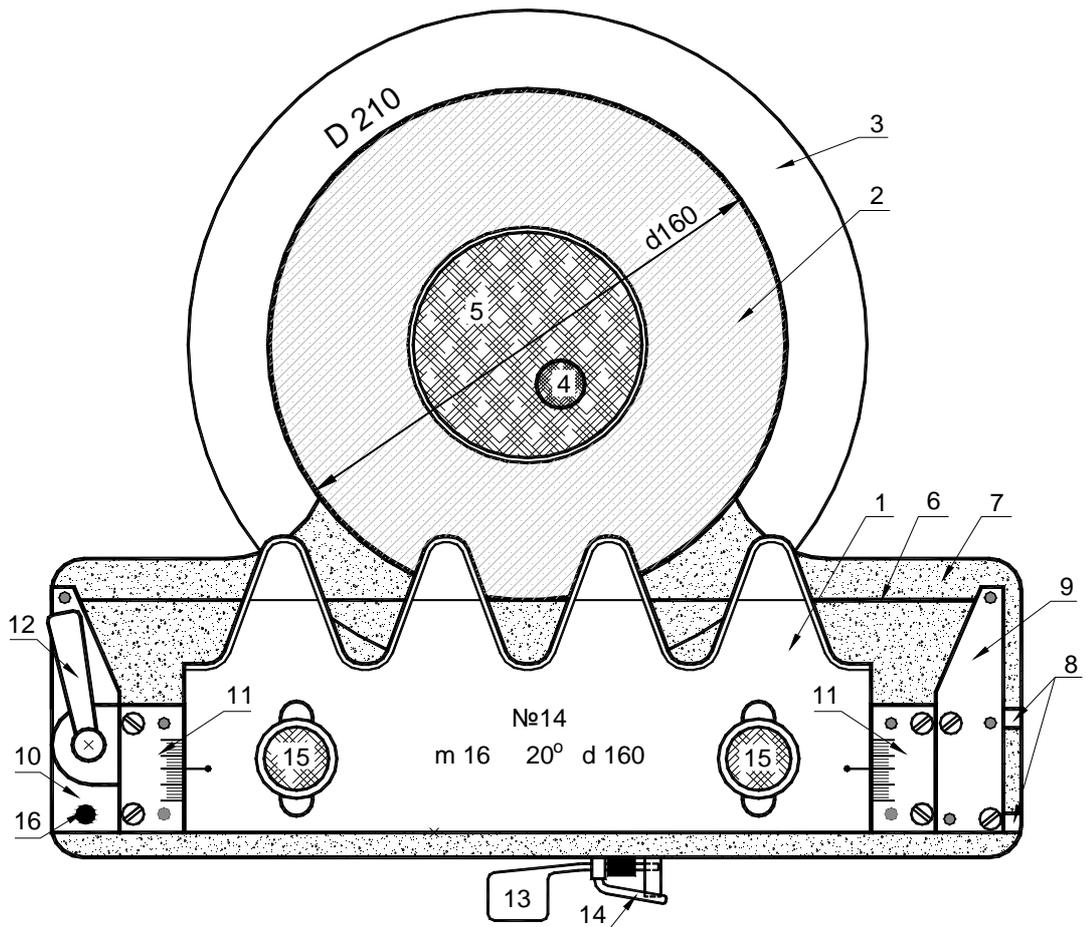


Рисунок 4.1 – Чертеж прибора ТММ 42

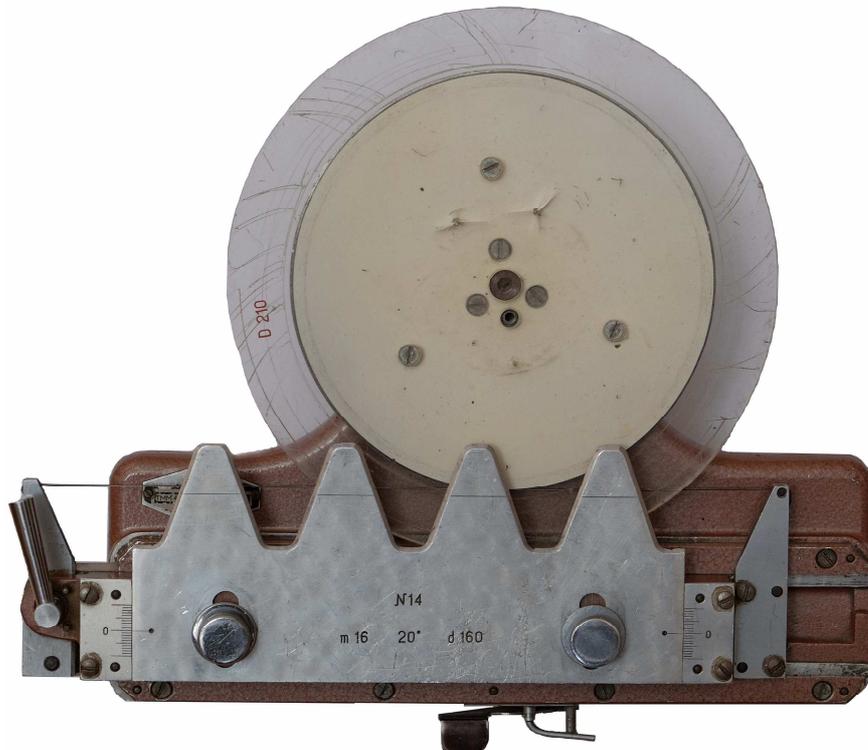


Рисунок 4.1а – Фото прибора ТММ 42

В станочном зацеплении рейки и нарезаемого колеса начальная прямая рейки без скольжения перекачивается по делительной окружности (ДО) заготовки.

В приборе ТММ 42 имитация обкаточного движения выполнена следующим образом. Один конец струны б крепится к неподвижному рычагу 9, далее струна одним витком охватывает шкив 2, а вторым концом крепится к рычагу 10, который поворачиваясь вокруг шарнира (с помощью рычага 12) натягивает струну.

Таким образом, прямолинейный участок струны касается шкива 2, диаметр которого равен  $d=mz$ . На подвижной каретке закреплены рычаги 9 и 10, шкалы 11 и рейка 1 (на рис. 4.1 каретка не видна). При поступательном перемещении каретки по направляющим 8, струна, охватывающая шкив 2, поворачивает его на угол  $\varphi=2S/d$ , где  $S$  – поступательное перемещение рейки,  $d$  – делительный диаметр колеса.

Две шкалы 11 образуют направляющие для перемещения рейки 1 от центра колеса (положительное смещение) или к центру колеса (отрицательное смещение). После перемещения рейки в требуемое положение она фиксируется винтами 15. На рейке нанесена делительная прямая рейки, которая при  $x=0$  совпадает с линейным участком натянутой струны (см. рис. 4.1).

При одном нажатии на рычаг 13 каретка с рейкой с помощью храпового механизма перемещается на один шаг равный  $S$ , а шкив 2 с диском 3 поворачивается на угол  $\varphi=2S/d$ . Для не пошагового перемещения рейки необходимо отключить храповой механизм, повернув рычажок 14 до упора против часовой стрелки. При этом кинематическая связь между рейкой 1 и шкивом 2 сохраняется. Для независимого поворота шкива 2 с диском 3 необходимо ослабить натяжение струны, повернув рычаг 12 против часовой стрелки.

### ***Порядок выполнения работы***

1. Получить у преподавателя прибор и заготовку для моделирования нарезания колеса. На каждом приборе указаны параметры нарезаемого колеса:  $d$ ,  $m$ ,  $\alpha$ , а также диаметр  $D$  заготовки (бумажный круг). Установить заготовку на диск 3 прибора, добиваясь их концентричности, и закрепить его с помощью диска 5 и винта 4. Поместить зуборезную рейку в нулевое положение относительно заготовки. Привести прибор в исходное состояние, для чего осла-

бив натяжение струны, переместить каретку с рейкой вправо до упора и произвести натяжение струны.

2. Подсчитать величину минимального числа зубьев колеса, которое можно нарезать без подреза

$$z_{min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha},$$

где  $h_a^* = 1,0$  – коэффициент высоты головки зуба;  
 $\alpha = 20^\circ$  – профильный угол рейки.

3. Определить число зубьев нарезаемого колеса

$$z = d / m,$$

где  $d$  – диаметр делительной окружности;  
 $m$  – модуль зацепления ( $d$  и  $m$  обозначены на приборе).

4. Вычислить величину минимального абсолютного смещения рейки, необходимого для устранения подреза зубьев

$$X = xm,$$

где  $x = h_a^* \left(1 - \frac{z}{z_{min}}\right)$  – коэффициент минимально необходимого

смещения рейки.

5. Произвести моделирование нарезания зубьев при следующих смещениях зуборезной рейки:

при нулевом смещении;

при положительном смещении  $X$ ;

при отрицательном смещении  $-X$ .

Для каждого из 3-х смещений рейки вычертить по два – три зуба (см. рис. 4.2). После каждого нажатия на рычаг 13 перемещения каретки прибора обводить остро заточенным карандашом зубья рейки, соблюдая перпендикулярность карандаша и плоскости заготовки. Несоблюдение этого требования приведет к значительному искажению вычерчиваемых профилей зубьев.

6. Определить для каждого из зубчатых секторов радиусы окружностей:

$$\text{вершин зубьев } r_a = 0,5m(z + 2h_a^* + 2x);$$

$$\text{впадин зубьев } r_f = 0,5m(z - 2(h_a^* + c^*) + 2x);$$

$$\text{основной } r_b = 0,5d \cos \alpha,$$

где  $c^* = 0,25$  – коэффициент радиального зазора.

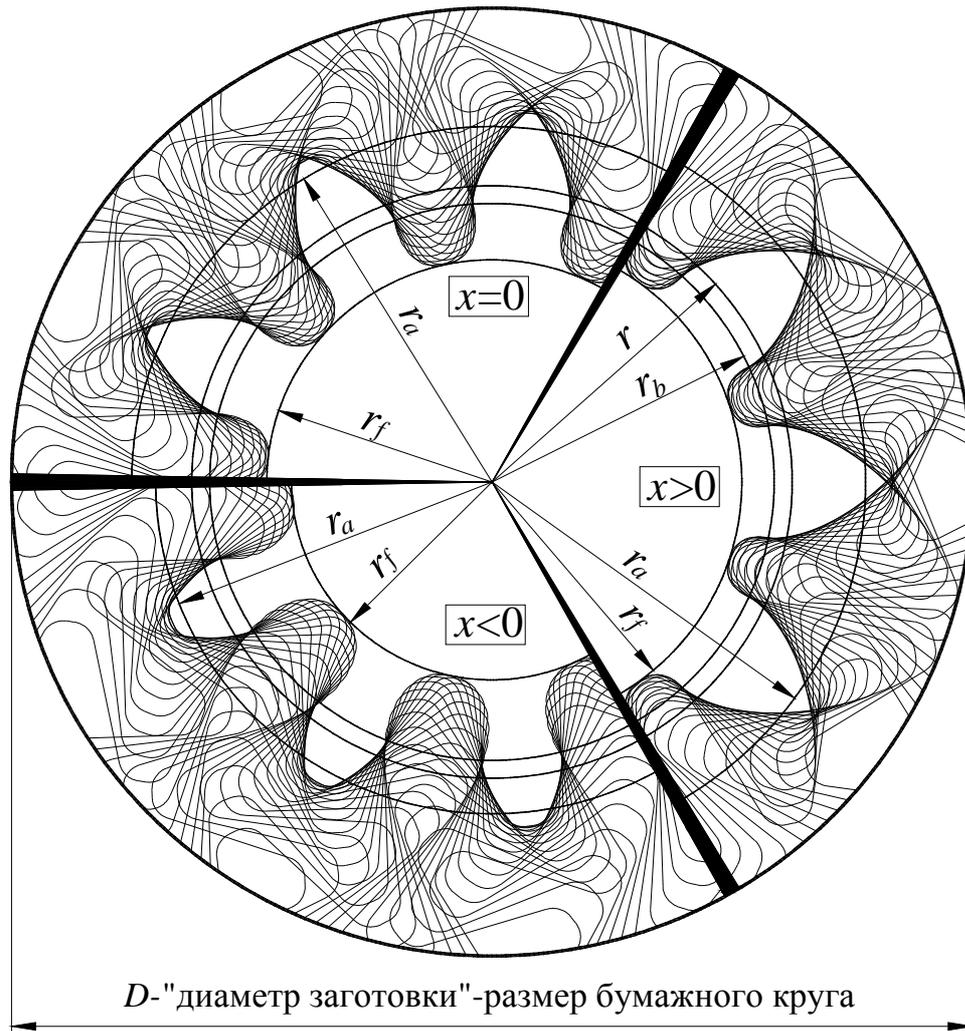


Рисунок 4.2 – Секторы «зубчатых колес» при  $x=0$ ,  $x>0$  и  $x<0$

Провести делительную и основную окружности, общие для всех трех зубчатых секторов. Провести дуги окружностей вершин и впадин зубьев для каждого из секторов.

### Содержание отчета

1. Заполнить таблицу 4.1 параметров колеса

Таблица 4.1

№	Наименование параметров	Условные обозначения	Значения параметров
Стандартные параметры			
1	Профильный угол рейки, град	$\alpha$	20
2	Коэффициент высоты головки зуба	$h_a^*$	1,0

3	Коэффициент радиального зазора	$c^*$	0,25
Исходные параметры нарезаемого колеса			
4	Диаметр делительной окружности, мм	$d$	
5	Модуль зацепления, мм	$m$	
6	Число зубьев нарезаемого колеса	$z$	
7	Диаметр основной окружности, мм	$d_b = d \cdot \cos \alpha$	
Параметры нулевого колеса			
8	Коэффициент смещения	$x$	0
9	Диаметр окружности вершин, мм	$d_a$	
10	Диаметр окружности впадин, мм	$d_f$	
Параметры положительного колеса ( $x > 0$ )			
11	Коэффициент смещения	$x$	
12	Диаметр окружности вершин, мм	$d_a$	
13	Диаметр окружности впадин, мм	$d_f$	
Параметры положительного колеса ( $x < 0$ )			
14	Коэффициент смещения	$x$	
15	Диаметр окружности вершин, мм	$d_a$	
16	Диаметр окружности впадин, мм	$d_f$	

2. Разрезать заготовку на три сектора и каждый из них вклеить в тетрадь лабораторных работ с указанием значений коэффициентов смещения.

### *Контрольные вопросы*

1. Какие профили называются сопряженными?
2. Какие достоинства имеет эвольвентное зацепление?
3. Какая окружность называется делительной?
4. Какая окружность называется основной?
5. Какие зуборезные инструменты применяются при изготовлении зубчатых колес по методу обкатки?
6. Что такое подрезание зубьев и какова его причина?
7. Какое число зубьев считается минимальным?
8. Цели нарезания колес со смещением?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5 «ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРЯМОЗУБЫХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ КОЛЕС»

*Цель работы* – овладеть методикой обмера и расшифровки прямозубого эвольвентного колеса, нарезанного по методу обкатки.

### *Приборы и оборудование*

1. Набор зубчатых колес.
2. Измерительный инструмент (штангенциркуль, нормалемер, накладной тангенциальный зубомер модели 2301).

### *Порядок выполнения работы*

1. Подсчитать число зубьев  $z$  колеса, выданного для расшифровки.
2. Измерить диаметр окружности вершин зубьев  $d_a$ . При четном числе зубьев этот диаметр можно измерить непосредственно, а при нечетном числе зубьев его можно вычислить, произведя соответствующие промежуточные измерения.
3. Используя зависимость  $d_a = m(z + 2)$ , справедливую только для нулевого колеса ( $x=0$ ), ориентировочно подсчитать модуль зацепления  $m$ . Если вычисленная величина  $m$  отвечает одному из модулей стандартного ряда в миллиметрах (1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0), тогда можно предположить, что данное зубчатое колесо нулевое стандартное. Если же это не так, то требуется дальнейшее уточнение параметров колеса.
4. Измерить длину общей нормали  $L_n$  (рис. 5.1) и  $L_{n+1}$  (рис. 5.2), охватывая губками штангенциркуля  $n$  и  $n+1$  зубьев соответственно. Число  $n$  охватываемых для обмера зубьев (в зависимости от числа зубьев колеса) выбрать из таблицы 5.1.
5. Определить основной шаг зубьев. В силу свойств эвольвенты отрезок прямой  $CD$  равен отрезку дуги  $C'D'$  (см. рис. 5.1) и аналогично  $AB=A'B'$  (см. рис. 5.2). Следовательно

$$p_b = L_{n+1} - L_n.$$

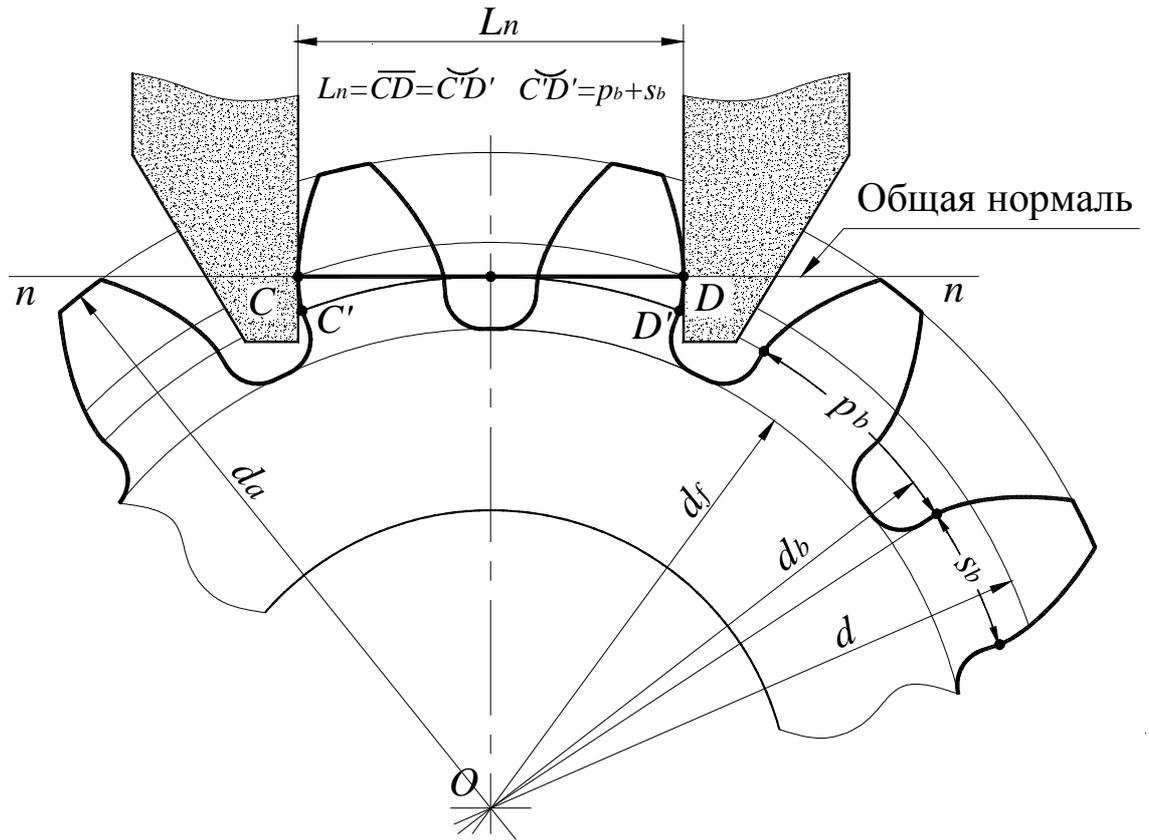


Рисунок 5.1 – Схема замеров длины общей нормали  $L_n$

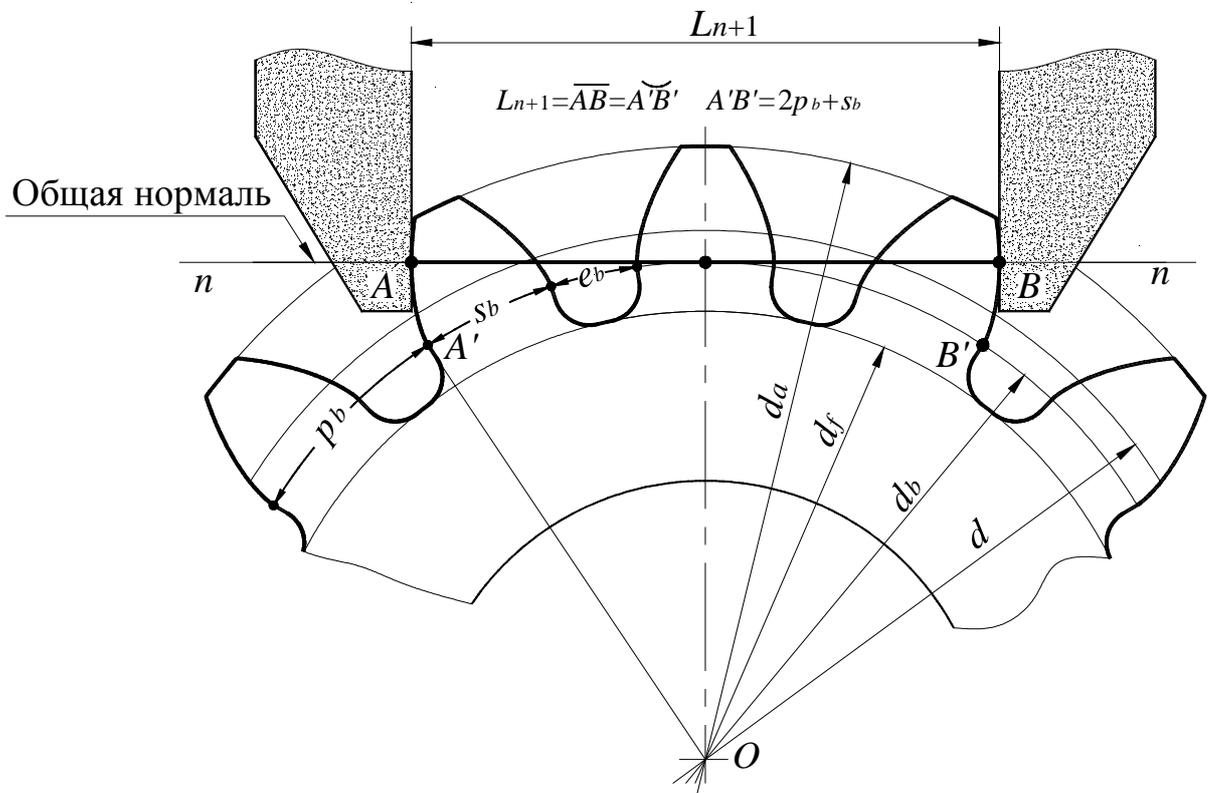


Рисунок 5.2 – Схема замеров длины общей нормали  $L_{n+1}$

6. Вычислить значение модуля зацепления

$$m = p_b / (\pi \cdot \cos \alpha),$$

где  $\alpha = 20^\circ$ .

Найденное значение  $m$  должно совпадать в пределах погрешности измерений со стандартным. Это значение модуля зацепления  $m$  считать истинными.

Таблица 5.1

Число зубьев колеса	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72
Число $n$ охватываемых для обмера зубьев	2	3	4	5	6	7	8

7. Подсчитать следующие параметры зубчатого колеса:

- диаметр делительной окружности  $d = mz$ ;
- диаметр основной окружности  $d_b = mz \cdot \cos \alpha$ ;
- основную толщину зуба  $s_b = L_{n+1} - np_b$ ;
- делительную толщину зуба  $s = d(s_b - d_b \cdot \operatorname{inv} \alpha) / d_b$ ,

где  $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ ;

- коэффициент смещения  $x = (s - \pi m / 2) / (2m \cdot \operatorname{tg} \alpha)$ .

8. Определить предполагаемое значение диаметра окружности впадин

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

где  $h_a^* = 1,0$ ;  $c^* = 0,25$ .

Путем измерения установить истинные значения  $d_f$  и сравнить его с расчетным. Объяснить возможную причину расхождения измеренной и расчетной величины  $d_f$ . Это, например, может быть в случае, если колесо после нарезания подвергалось термомеханическому упрочнению впадин зубьев.

### *Содержание отчета*

1. Схема замеров длины общей нормали.
2. Все расчетные формулы.
3. Результаты замеров и вычислений по форме (см. таблицу 5.2).

Таблица 5.2

№ п/п	Параметры зубчатого колеса	Условные обозначения	Предполагаемые значения параметров			Истинные значения параметра
			1	2	3	
1	Число зубьев	$z$				
2	Диаметр окружности вершин, мм	$d_a$				
3	Длина общей нормали $n$ зубьев, мм	$L_n$				
4	Длина общей нормали $n+1$ зубьев, мм	$L_{n+1}$				
5	Основной шаг зубьев, мм	$p_b$				
6	Профильный угол зацепления, град	$\alpha$				
7	Модуль зацепления, мм	$m$				
8	Диаметр делительной окружности, мм	$d$				
9	Диаметр основной окружности, мм	$d_b$				
10	Основная толщина зуба, мм	$s_b$				
11	Делительная толщина зуба, мм	$s$				
12	Коэффициент смещения	$x$				
13	Диаметр окружности впадин, мм	$d_f$				
14	Коэффициент высоты головки зуба	$h_a^*$				

### **Контрольные вопросы**

1. Что такое модуль зацепления  $m$ ?
2. С какой целью колеса изготавливают со смещением?
3. Что называется длиной общей нормали  $L_n$ ?
4. Показать на рисунке окружности: вершин, впадин, делительную, основную.
5. Что такое нулевое, положительное и отрицательное зубчатое колесо?
6. Какое минимальное число зубьев корригированного прямозубого колеса можно нарезать без подреза?
7. Какие методы нарезания зубчатых колес Вы знаете?
8. Какое основное технологическое преимущество эвольвентного профиля зуба перед другими?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6 «КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОРОБКИ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ»

*Цель работы* – составить кинематическую схему многоступенчатой КПП и определить по ней передаточные числа отдельных передач.

### *Приборы и оборудование*

1. Коробки перемены передач.
2. Чертежные инструменты.

### *Порядок выполнения работы*

Изучить устройство КПП и установить количество валов, зубчатых колес, характер соединения каждого колеса с валом, а также число передач переднего и заднего хода.

Составить кинематическую схему коробки перемены передач в нейтральном положении. Принятые обозначения установки зубчатых колес на валах показаны на рисунке 6.1.

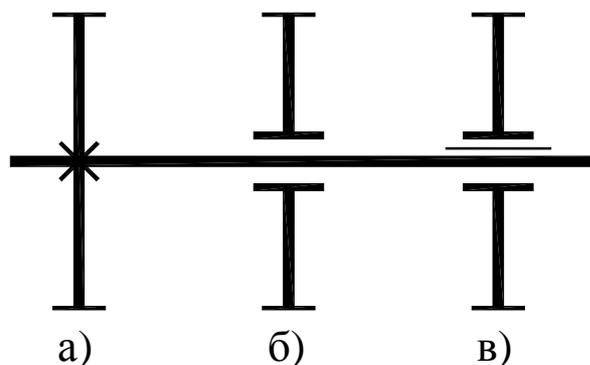


Рисунок 6.1 – Условные обозначения установки зубчатых колес на валах  
 а) зубчатое колесо, неподвижно посаженное на вал;  
 б) зубчатое колесо, свободно посаженное на вал или ось;  
 в) зубчатое колесо, посаженное на вал на шлицах.

Зубчатые колеса, свободно посаженные на вал, могут также соединяться с валом за счет кулачковых муфт, имеющих шлицевое соединение с валом (рис. 6.2). Если в КПП используются синхрони-

затары, то на схеме их можно условно изображать как простые кулачковые муфты.

На кинематической схеме коробки перемены передач ось блока шестерен задней передачи следует показать условно повернутой до совмещения с плоскостью, в которой располагаются первичный (входной), вторичный (выходной) и промежуточный валы. Все зубчатые колеса должны быть пронумерованы. Сосчитать числа зубьев всех колес и внести в таблицу.

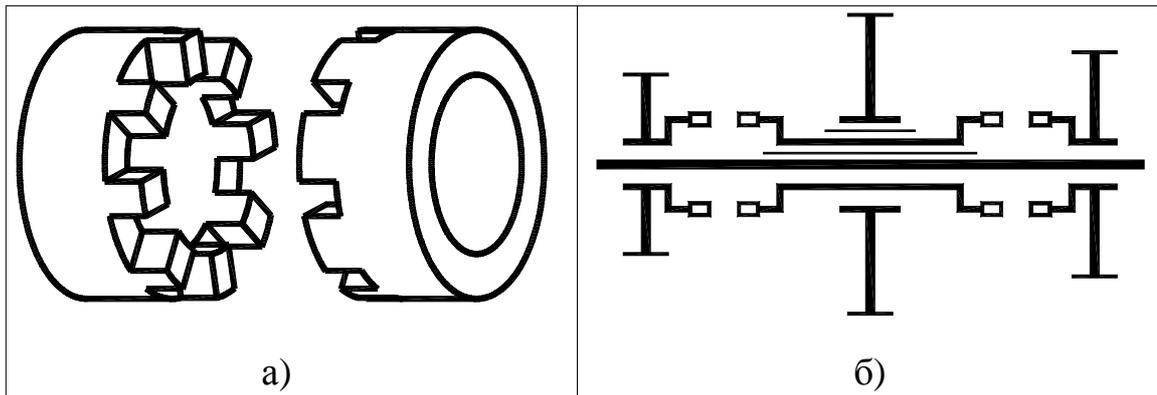


Рисунок 6.2 – Кулачковая муфта

- а) общий вид кулачковой муфты с  $z=8$ ;
- б) условное изображение кулачковой муфты.

Каждому студенту преподаватель указывает, какую КПП (из имеющихся в лаборатории) следует изучить. Студент должен определить тип коробки (2-х вальная или 3-х вальная), способ установки зубчатых колес на валы, посчитать числа зубьев колес и определить число ступеней прямого и обратного ходов. В качестве примеров на рисунках 6.3 и 6.4 показаны общие виды кинематических схем 2-х вальной или 3-х вальной КПП. Обычно 2-х вальные КПП применяются в переднеприводных автомобилях, а 3-х вальные КПП в полноприводных и в заднеприводных автомобилях.

В 2-х вальных КПП в передачах переднего хода участвует одна пара колес внешнего зацепления, а передача заднего хода имеет две пары колес внешнего зацепления. КПП на рис. 6.3 имеет 4 передачи переднего хода и одну заднего хода (колеса с числами зубьев  $z_9$ ,  $z_{10}$  и  $z_{11}$ ).

В 3-х вальной КПП на рис. 6.4 зубчатые колеса передачи заднего хода не показаны. В этой КПП есть прямая передача, которая включается с помощью зубчатой муфты (зубчатые полумуфты из-

готовлены как одно целое вместе с колесами, числа зубьев которых  $z_a$  и  $z_2$ ), и три понижающие передачи ( $u > 1$ ).

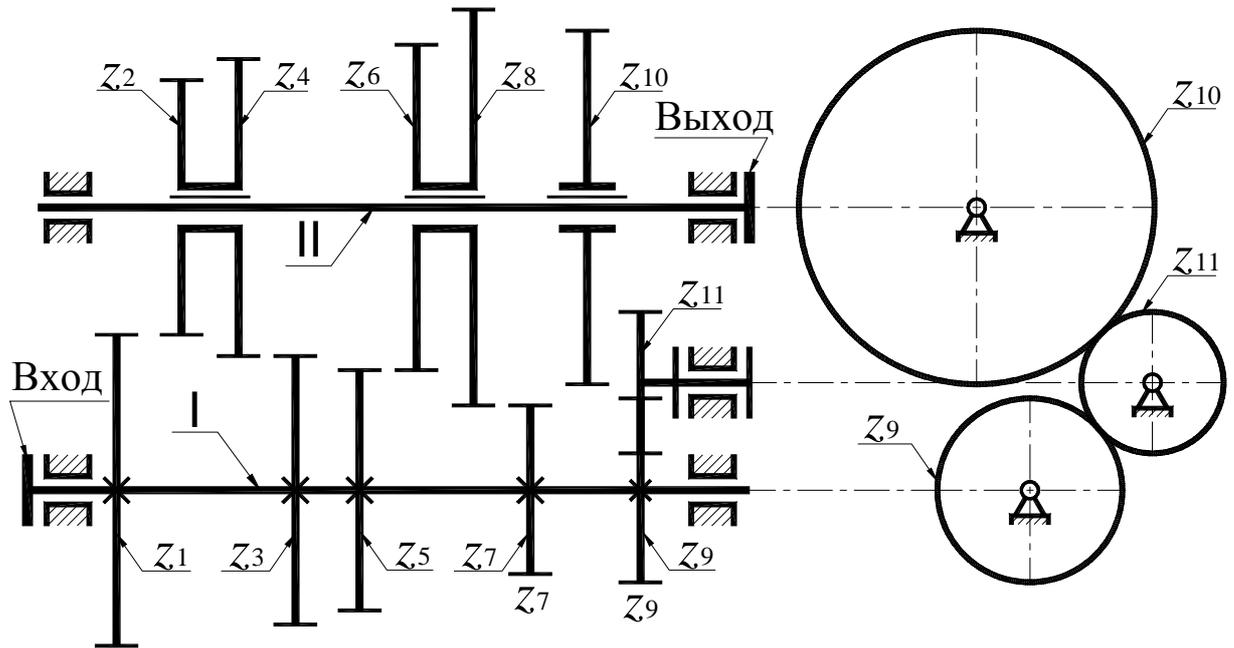


Рисунок 6.3 – Общий вид 2-х вальной КПП

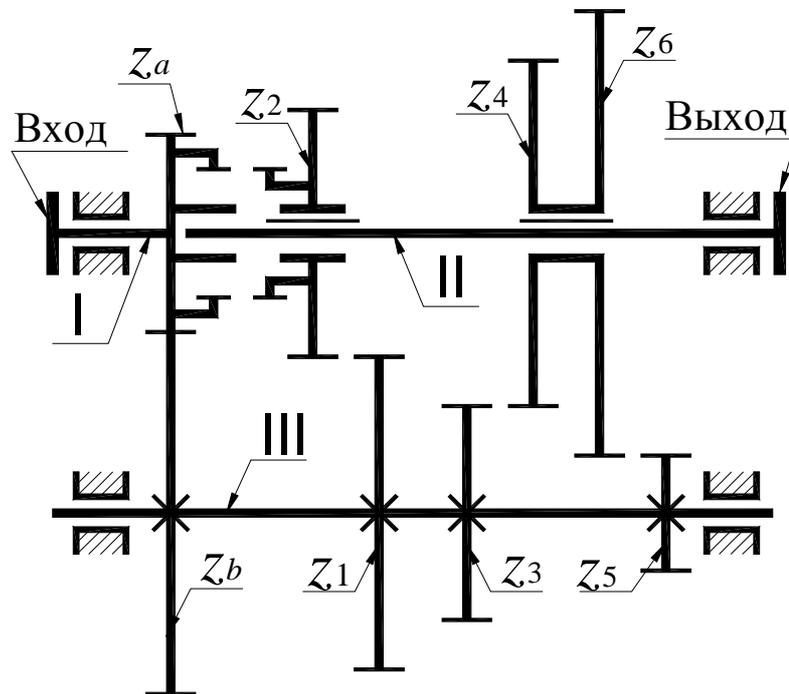


Рисунок 6.4 – Общий вид 3-х вальной КПП

Далее необходимо в масштабе составить кинематическую схему коробки перемены передач в нейтральном положении, пронумеровав все валы и зубчатые колеса. Затем следует определить величину передаточного числа каждой передачи. Необходимо

иметь в виду, что передаточное число в отличие от передаточного отношения не характеризуется знаком, а величина определяется точно также – это отношение произведения чисел зубьев ведомых колес к произведению чисел зубьев ведущих колес. В 2-х вальной КПП для передних передач это отношение чисел зубьев одной пары колес. При этом все колеса вала I ведущие, а колеса вала II – ведомые.

В 3-х вальной КПП во всех передачах, кроме прямой, участвует пара колес постоянного зацепления с числами зубьев  $z_a$  и  $z_b$  ( $z_a$  – число зубьев ведущего колеса,  $z_b$  – число зубьев ведомого колеса).

### *Содержание отчета*

1. Кинематическая схема коробки перемены передач в нейтральном положении.
2. Таблица чисел зубьев всех колес коробки перемены передач.
3. Кинематические схемы (упрощенные) коробки перемены передач на всех отдельных передачах.
4. Расчет передаточных чисел коробки перемены передач на всех отдельных передачах.

### *Контрольные вопросы*

1. Назначение коробок перемены передач.
2. Что такое передаточное число? Как оно определяется?
3. Какие валы имеет коробка перемены передач?
4. Какая передача называется понижающей, прямой, повышающей?
5. С какой целью в коробках перемены передач применяются косозубые шестерни постоянного зацепления?
6. Почему в коробках перемены передач применяются зубчатые колеса с узкими венцами?
7. Каково назначение синхронизаторов?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7

### «ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ (КПД) ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА»

**Цель работы** – освоить методику определения КПД червячного редуктора и выявить зависимость КПД редуктора от передаваемой мощности (или от крутящего момента  $T_2$ ).

#### *Приборы и оборудование*

1. Лабораторная установка ТММ-39А с приспособлением для тарировки.
2. Индикаторы часового типа – 2 шт.
3. Микрокалькулятор.
4. Чертежные инструменты.

#### *Порядок выполнения работы*

1. КПД червячного редуктора определяется по формуле

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 u}, \quad (7.1)$$

где  $T_1$  – крутящий момент на входном валу редуктора;  
 $T_2$  – крутящий момент на выходном валу редуктора;  
 $u = 28$  – передаточное число редуктора.

Измерение крутящих моментов  $T_1$  и  $T_2$  произвести с помощью индикаторов часового типа, которые показывают прогиб специальных плоских балок, воспринимающих окружные силы, создаваемые крутящими моментами  $T_1$  и  $T_2$ . Для этого предварительно произвести тарировку измерительных устройств на специальном приспособлении.

Перед тарировкой индикатор следует установить на нулевую отметку. На головки винтов, ввернутых в торцевую часть статора электродвигателя, устанавливаются вспомогательный рычаг и на нем на полном плече помещают груз. Под действием момента от силы тяжести груза статор воздействует через призму на плоскую балку, прогиб которой определяется с помощью индикатора. При известном моменте  $T_1$ , создаваемом грузом, и снятом показании индикатора определить масштабный тарировочный коэффициент

$$K_1 = \frac{T_1^*}{n_1} \left( \frac{\text{Нм}}{1 \text{ деление}} \right), \quad (7.2)$$

где  $n_1$  – число делений шкалы индикатора, на которое отклонилась стрелка под действием момента  $T_1^*$ .

Передвигая груз в другое положение, проделать те же вычисления и убедиться в неизменности масштабного тарировочного коэффициента  $K_1$ , т.е. в линейности измерительного приспособления.

Тарировку балки с индикатором, регистрирующим значение момента  $T_2$  произвести аналогично. В результате этих измерений определить масштабный тарировочный коэффициент  $K_2$ .

2. Перед снятием контрольных показаний следует прогреть установку под средней нагрузкой в течение 3-4 минут. Нагрузку регулировать при помощи тормозного нагрузочного устройства.

Перед включением установки необходимо полностью растормозить нагрузочное устройство, а затем, включив электродвигатель в работу, плавно нагрузить установку.

После прогрева установки снизить нагрузку до минимума и произвести замер крутящих моментов  $T_1$  и  $T_2$ .

3. Последовательно повышать нагрузку и снимать показания. Число замеров крутящих моментов должно быть не менее пяти.

4. По данным измерений построить график зависимости КПД от выходного крутящего момента  $T_2$ .

### *Содержание отчета*

1. Тарировочные графики устройств, измеряющих крутящие моменты  $T_1$  и  $T_2$ .

2. Таблица опытных данных

Таблица 7.1

Номера опытов	$n_1$ , делений	$T_1$ , Нм	$n_2$ , делений	$T_2$ , Нм	$\eta$	Примечание
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						

3. График зависимости КПД редуктора  $\eta$  от величины выходного крутящего момента  $T_2$ .

### ***Контрольные вопросы***

1. Какие основные достоинства и недостатки червячных редукторов?
2. Как определяется передаточное число червячного редуктора?
3. Что такое КПД?
4. Как определить КПД червячного редуктора?
5. Почему червячные передачи имеют сравнительно невысокий КПД?
6. Чем отличаются профили витков червяков Архимеда, конволютного и эвольвентного?
7. От чего зависит величина КПД червячного редуктора?
8. Как влияет на величину КПД червячного редуктора число заходов червяка?
9. Что такое приведенный угол трения червячной пары?

### ***Рекомендованная литература***

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975.
2. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973.
3. Юдин В. А., Петрокас Л. В. Лабораторий практикум теории механизмов и машин. – М.: Физматгиз, 1962.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Общие указания</b> .....	3
<b>Лабораторная работа № 1</b> «Динамическая балансировка ротора».....	4
<b>Лабораторная работа № 2</b> «Анализ кинематики планетарного конического редуктора» .....	13
<b>Лабораторная работа № 3</b> «Анализ кинематики планетарного цилиндрического редуктора».....	16
<b>Лабораторная работа № 4</b> «Моделирование нарезания эвольвентных зубьев методом обкатки режущего инструмента»...	20
<b>Лабораторная работа № 5</b> «Определение параметров прямозубых эвольвентных колес».....	26
<b>Лабораторная работа № 6</b> «Кинематический анализ коробки перемены передач (КПП)».....	30
<b>Лабораторная работа № 7</b> «Определение коэффициента полезного действия (КПД) червячного редуктора» .....	34

Учебное издание

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**  
**к лабораторным работам по курсу**  
**«ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»**  
для студентов специальностей 0,15, 131, 133, 142, 274

**Составители: ПЕРЕГОН Владимир Андреевич,**  
**КОРЯК Александр Алексеевич**

Ответственный за выпуск      Шарапата А. С.

Подписано к печати\_\_\_\_\_  
Усл. печ. лист. 1,5.  
Заказ №\_\_\_\_\_. Тираж 200 экз.

Формат 60x84 2/2.  
Уч.–изд. лист. 1,6.  
Цена договорная

---

Издательство ХНАДУ, 61002, Харьков-ГСП, ул. Ярослава Мудрого, 25

*Свидетельство государственного комитета информационной политики, телевидения и радиовещания Украины про внесение субъекта издательского дела в государственный реестр издателей и распространителей издательской продукции, серия ДК № 897 от 14.04.2002 г.*