

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гусеничные машины и прикладная механика»

## **ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ**

**Методические указания**  
к выполнению лабораторной работы  
для студентов направлений:  
190109.65, 190110.65, 150700.62,  
151900.62, 190600.62, 050100.62, 140400.62,  
220400.62, 220700.62, 221700.62, 222000.62

Курган 2012

Кафедра: «Гусеничные машины и прикладная механика»

Дисциплины: **«Теория механизмов и машин», «Прикладная механика»,  
«Теория машин и механизмов»**

Направления:

- 190109.65 – Наземные транспортно-технологические средства  
(Автомобили и тракторы);
- 190110.65 – Транспортные машины специального назначения (Военные  
гусеничные и колесные машины);
- 150700.62 – Машиностроение (Менеджмент высоких технологий);
- 150700.62 – Машиностроение (Оборудование и технология сварочного  
производства);
- 151900.62 – Конструкторско-технологическое обеспечение;  
машиностроительных производств (Технология машиностроения);
- 190600.62 – Эксплуатация транспортных и транспортно-технологических  
машин и комплексов (Автомобили и автомобильное хозяйство);
- 190600.62 – Эксплуатация транспортных и транспортно-технологических  
машин и комплексов (Автомобильный сервис);
- 050100.62 – Педагогическое образование (Технология);
- 140400.62 – Энергетика и электротехника (Электроснабжение);
- 220400.62 – Управление в технических системах (Системы и технические  
средства автоматизации и управления);
- 220700.62 – Автоматизация технологических процессов и производств  
(Автоматизация технологических процессов и производств  
(машиностроение));
- 221700.62 – Стандартизация и метрология (Стандартизация и сертификация);
- 222000.62 – Инноватика (Управление инновационными проектами и  
программами)

Составили: канд. техн. наук, доцент Л.Н. Тютрина  
канд. техн. наук, доцент Г.Ю. Волков

Утверждены на заседании кафедры «06» сентября 2012 г.

Рекомендованы методическим советом университета

«30» ноября 2012 г.

# ВВЕДЕНИЕ

Переменные по величине и направлению динамические нагрузки, вызванные неуравновешенностью (дисбалансом) вращающихся масс, создают значительные давления на подшипники, опоры и фундамент, вызывают вибрации и добавочные потери мощности на трение в кинематических парах и их ускоренный износ, увеличивают напряжения в звеньях – всё это приводит к быстрому выходу из строя машины. Поэтому одной из актуальных задач современного машиностроения является уравнивание действия сил и моментов сил инерции вращающихся звеньев.

**Цель работы:** ознакомление с видами неуравновешенности вращающихся звеньев и экспериментальное уравнивание ротора на балансировочной установке.

## 1. Виды неуравновешенности вращающихся звеньев

Различают статическую, моментную и динамическую неуравновешенность звеньев.

При статической неуравновешенности центр масс  $S$  звена не находится на оси вращения  $O-O$ , а главная ось инерции  $1-1$  (ось, относительно которой тело имеет минимальный момент инерции) параллельна этой оси (рис. 1.1. а).

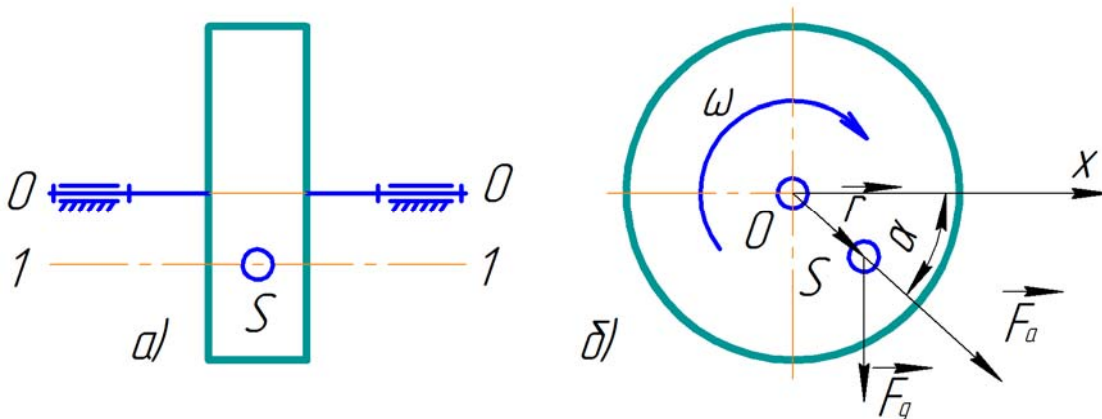


Рис. 1.1. Статическая неуравновешенность звена

При вращении звена (рис. 1.1. б) развивается сила инерции  $\vec{F}_a$ , величина которой зависит от массы  $m$  и ускорения  $\vec{a}_s$  центра масс звена и направлена в сторону, противоположную ускорению  $\vec{a}_s$ :

$$\vec{F}_a = -m \vec{a}_s = -mw^2 \vec{r}, \quad (1.1)$$

где  $w$  - угловая скорость звена;

$\vec{r}$  - расстояние (смещение) от центра масс до оси вращения звена;

$m\vec{r}$  - величина, характеризующая степень неуравновешенности, которая называется дисбалансом.

Статическая неуравновешенность может быть устранена, если к звену прикрепить добавочную (корректирующую) массу  $m_k$ . Эту массу размещают так, чтобы выполнялось условие:

$$\vec{F}_k = -\vec{F}_a, \quad (1.2)$$

$$m_k \vec{r}_k = -m\vec{r}, \quad (1.3)$$

где  $\vec{r}_k$  - расстояние от центра массы  $m_k$  до оси вращения звена.

Поскольку статическая неуравновешенность связана со смещением центра масс звена относительно оси вращения, то на практике можно обнаружить и устранить эту неуравновешенность не на вращающемся звене, а в статике. Под действием силы тяжести  $\vec{F}_g$  статически неуравновешенное звено будет поворачиваться вокруг оси 0-0, стремясь к устойчивому равновесию, при котором центр масс  $S$  звена занимает нижнее положение.

При моментной неуравновешенности центр масс  $S$  звена находится на оси его вращения, а главная центральная ось инерции 1-1 наклонена к оси вращения звена под углом  $\gamma$  (рис.1.2). В этом случае сила инерции  $\vec{F}_a$ , приложенная в центре масс  $S$  звена, представляющая собой главный вектор сил инерции, равна нулю. Но на звено действует главный момент сил инерции  $\vec{M}_a$ , который может быть выражен парой сил  $\vec{F}_{a1}$  и  $\vec{F}_{a2}$ , вращающихся вместе со звеном.

Моментную неуравновешенность можно устранить применением двух разнесенных между собой корректирующих масс, установленных в одной плоскости, проходящей через ось вращения звена, создающих момент  $\vec{M}_k$ , равный по величине и противоположен направленный моменту  $\vec{M}_a$ :

$$\vec{M}_k = -\vec{M}_a. \quad (1.4)$$

Динамическая неуравновешенность является совокупностью статической и моментной и выражается через  $\vec{F}_a$  и  $\vec{M}_a$ . Такая система нагружения эквивалентна двум скрещивающимся векторам  $\vec{F}_{a1}$  и  $\vec{F}_{a2}$ , которые расположены в двух плоскостях, перпендикулярных оси вращения звена, и вращаются с ним вместе.

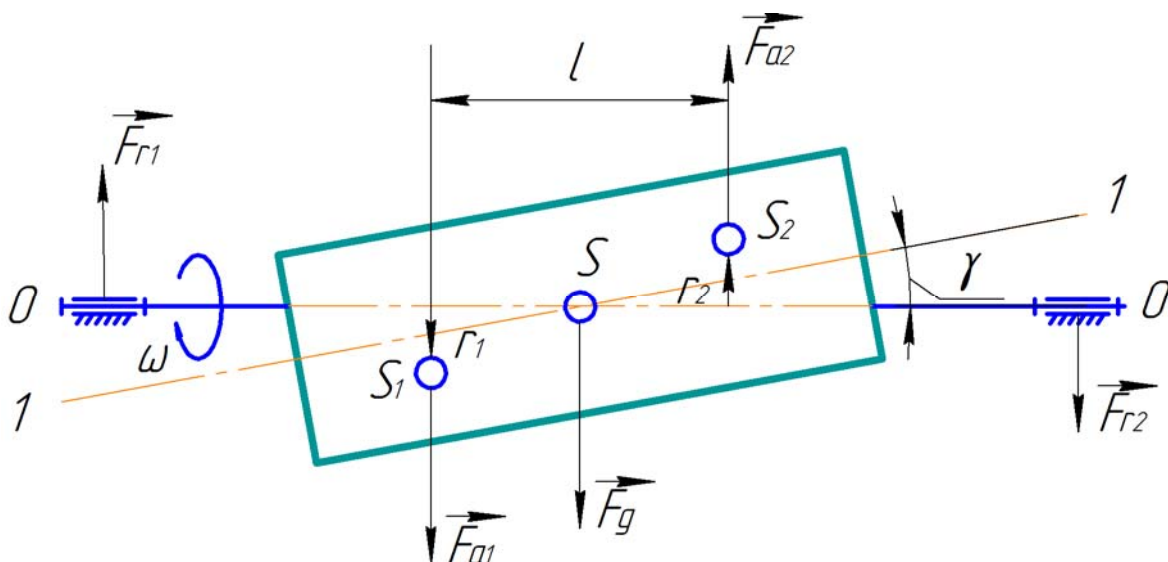


Рис. 1.2. Моментная неуравновешенность звена

Динамическую уравновешенность можно устранить двумя корректирующими массами, расположенными в плоскостях коррекции, перпендикулярных оси вращения.

Таким образом, результатом устранения любой неуравновешенности вращающихся звеньев является совмещение главной центральной оси инерции звена с осью его вращения.

## 2. Динамическая балансировка ротора

При уравновешивании вращающихся звеньев (роторов), имеющих малые размеры вдоль оси вращения (шкивы, маховики, диски, зубчатые колеса и т.д.), на практике ограничиваются статической балансировкой. Звенья, размеры которых вдоль оси вращения значительны (валы, роторы электромашин, турбины и т.д.), требуют динамической балансировки. Динамическая балансировка проводится на специальных балансировочных установках, схема одной из которых (станок Б.В. Шитикова) изображена на рис. 2.1.

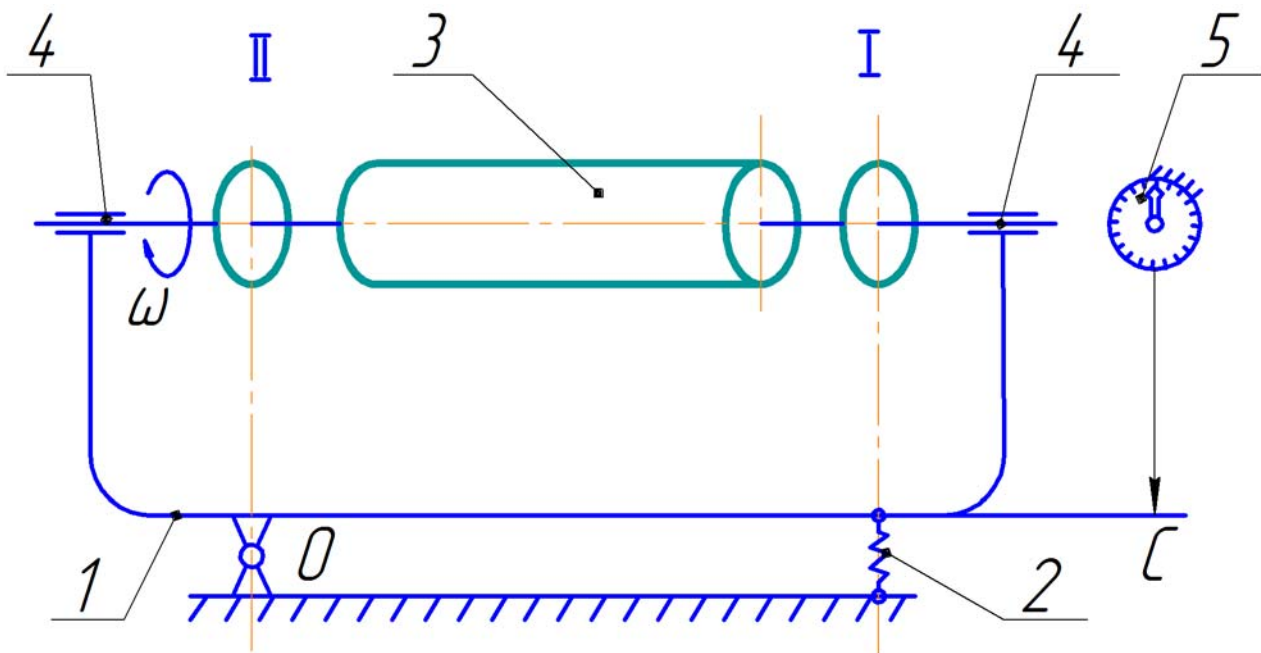


Рис.2.1. Схема балансирующей установки

Установка состоит из маятниковой рамы 1, имеющей возможность качаться вокруг оси 0. Пружина 2 удерживает раму в горизонтальном положении и обеспечивает колебания рамы с балансируемым ротором 3.

Ротор 3 устанавливается в подшипниках 4 рамы. Амплитуда колебаний точки С рамы может быть измерена при выбеге ротора индикатором 5.

Динамическую неуравновешенность ротора можно представить в виде двух дисбалансов  $m_I \bar{r}_I$  и  $m_{II} \bar{r}_{II}$ , приведенных к плоскостям коррекции I и II. Вначале определяют дисбаланс  $m_I \bar{r}_I$ , а затем  $m_{II} \bar{r}_{II}$ . С целью исключения влияния дисбаланса  $m_{II} \bar{r}_{II}$  при определении  $m_I \bar{r}_I$  необходимо ротор 3 установить в подшипниках рамы так, чтобы плоскость коррекции II проходила через ось шарнира 0.

Частота собственных колебаний системы рама-ротор является постоянным параметром для данной установки, она зависит от момента инерции системы относительно оси 0, жесткости пружины 2 и размеров системы. При вращении ротора под действием возмущающей силы инерции возникают вынужденные колебания рамы. Конструкция установки позволяет регистрировать колебания рамы только в вертикальной плоскости. Так как вертикальная составляющая силы инерции  $\vec{F}_a \cdot \cos \omega t$  изменяется по гармоническому закону с частотой  $\omega$ , то она вызывает вынужденные незатухающие колебания рамы. При совпадении частот вынужденных и собственных колебаний системы рама-ротор наступает

состояние резонанса, т.е. колебания системы происходят с максимальной амплитудой, пропорционально возмущающему фактору  $m_I \bar{r}_I$  :

$$A_I = \mu \cdot m_I \bar{r}_I, \quad (2.1)$$

где  $A_I$  - амплитуда колебаний системы рама-ротор;

$\mu$  – коэффициент, зависящий от параметров установки.

Искомый дисбаланс  $m_I \bar{r}_I$  можно определить по коэффициенту  $\mu$  и амплитуде  $A_I$ . Коэффициент  $\mu$  определим по результатам трех пусков установки.

Проведем первый пуск, т.е. приведем во вращение ротор. Амплитуду колебаний  $A_I$  замерим индикатором 5. В свою очередь, амплитуда  $A_I$  пропорциональна дисбалансу и коэффициенту  $\mu$ :

$$A_I = \mu \cdot m_I \bar{r}_I. \quad (2.2)$$

Второй пуск проведем после установки пробной массы  $m_n$  в произвольном месте плоскости коррекции I (правый диск установки). При этом амплитуда резонансных колебаний  $A_2$  будет определяться суммарным дисбалансом, состоящим из собственного дисбаланса ротора и дисбаланса пробной массы:

$$A_2 = \mu \cdot (m_I \bar{r}_I + m_n \bar{r}_n), \quad (2.3)$$

где  $\bar{r}_n$  - расстояние от оси вращения ротора до центра массы  $m_n$ .

Третий пуск проведем с той же массой  $m_n$ , но установленной в диаметрально противоположном положении по сравнению с прежним. Тогда амплитуда колебаний  $A_3$  определится:

$$A_3 = \mu \cdot (m_I \bar{r}_I + m_n' \bar{r}_n'). \quad (2.4)$$

На рис. 2.2. показаны силы инерции для трех пусков установки.

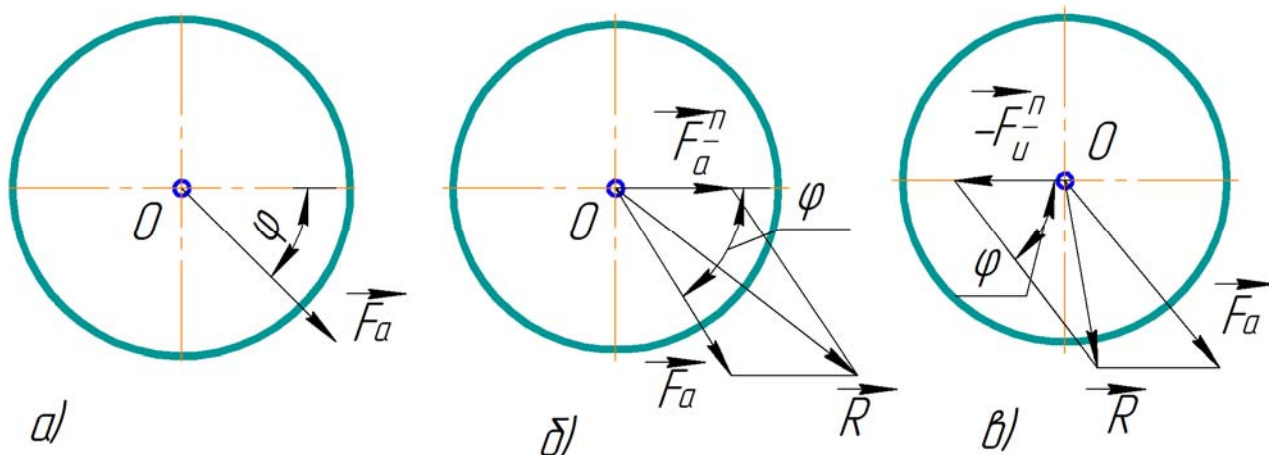


Рис. 2.2. Схема действия сил инерции при:

а) – первом пуске, б) – втором пуске, в) – третьем пуске установки

Параллелограммы сил при втором и третьем пусках конгруэнтны. Так как амплитуда колебаний пропорциональна возмущающей силе, то параллелограмм сил можно заменить параллелограммом амплитуд. Совместив параллелограмм амплитуд всех трех пусков (рис. 2.3. а), найдем амплитуду колебаний  $A_n$ , вызываемую только пробной массой  $m_n$ .

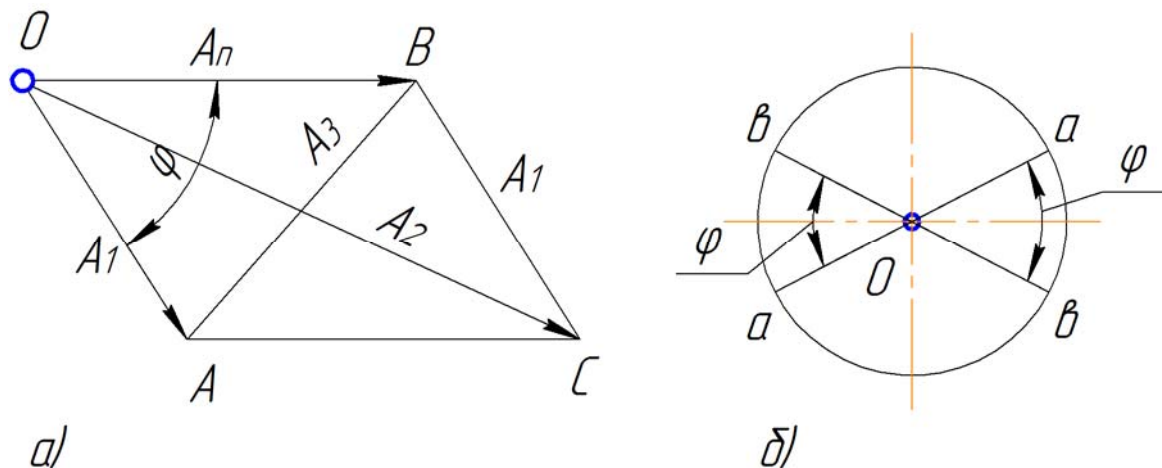


Рис. 2.3. Определение положения корректирующей массы

Сумма квадратов сторон параллелограмма равна сумме квадратов диагоналей (рис. 2.3. а):

$$2A_n^2 + 2A_1^2 = A_2^2 + A_3^2, \quad (2.5)$$

откуда 
$$A_n = \sqrt{0,5(A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2)}. \quad (2.6)$$

Зная амплитуду  $A_n$ , вычислим коэффициент  $\mu$  по формуле:

$$\mu = \frac{A_n}{m_n r_n}, \quad (2.7)$$

где  $m_n$  – масса груза в г;

$r_n$  – расстояние от оси вращения ротора до центра массы  $m_n$  в мм.

Определим дисбаланс ротора в плоскости I:

$$m_I \bar{r}_I = \frac{A_1}{\mu}. \quad (2.8)$$

Для балансировки ротора в плоскости I следует установить в той же плоскости корректирующую массу  $m_k$ , дисбаланс которой определяется из уравнения:

$$m_k \bar{r}_k = m_I \bar{r}_I. \quad (2.9)$$

Задавшись величиной корректирующей массы  $m_k$ , получим расстояние  $\bar{r}_k$ :



$$\overline{r_k} = \frac{\overline{m_I r_I}}{m_k} \quad (2.10)$$

или, учитывая соотношение (2.8),

$$\vec{r}_k = \frac{A_1}{\mu m_k}. \quad (2.11)$$

Направление радиус-вектора  $\vec{r}_k$ , определяемое угловой координатой  $\varphi$ , найдем из треугольника OAB (рис. 2.3. а):

$$\text{Cos } \varphi = \frac{A_1^2 + A_n^2 - A_3^2}{2A_1 A_n} \quad (2.12)$$

Полученному значению косинуса соответствуют два угла, одинаковых по величине, но противоположных по знаку. Поэтому верное положение корректирующей массы, определяемое углом  $\varphi$ , неизвестно и его следует определить способом проб. Для этого проводят четыре пуска установки, закрепляя корректирующую массу  $m_k$  в положениях  $\varphi$ ,  $-\varphi$ ,  $\varphi+180^\circ$ ,  $-\varphi+180^\circ$  (рис. 2.3. б).

Искомый дисбаланс  $\overline{m_I r_I}$  и угол  $\varphi$  можно определить и графическим путем по найденным значениям амплитуд  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ .

Для полной балансировки ротор необходимо снять с подшипников рамы, повернуть вокруг вертикальной оси и вновь положить на подшипники, но так, чтобы с осью шарнира 0 на этот раз была бы совмещена плоскость коррекции I. После такой переустановки ротора нужно по трем пускам определить дисбаланс ( $\overline{m_{II} r_{II}}$ ), а затем отбалансировать ротор в плоскости коррекции II.

### 3. Устройство балансировочной установки

Установка для балансировки роторов изображена на рис. 3.1. Балансируемый ротор 3 установлен в подшипниках 4 рамы 1. На оси ротора закреплены два отбалансированных диска 8 и 9 с прорезями для крепления грузов. На втулках дисков имеются градусные шкалы 11, позволяющие закреплять диски на валу под нужным углом по отношению к ротору.

Крепление дисков на валу осуществляется стопорными винтами 10. Левый диск 8 установлен в плоскости, проходящий через ось вращения рамы 1. Замер максимальной амплитуды колебаний производится стрелочным индикатором 5, который имеет специальное тормозное устройство, не позволяющее штоку возвращаться в нулевое положение.

Включение установки производится нажатием на рукоятку 12. При этом включается электродвигатель 6, шкив 13 прижимается к ротору и приводит его во вращение. Если рукоятку отпустить, двигатель отключается и шкив отсоединяется от ротора, который продолжает вращаться по инерции (осуществляет выбег). Для уменьшения времени выбега служит тормоз – пластина 7, закрепленная на одном из подшипников. При вращении ротора 3 рама 1, связанная пружиной 2 со стойкой, начинает колебаться. Максимальная амплитуда этих колебаний при выбеге ротора в момент резонанса определяется по показаниям индикатора 5 в миллиметрах.

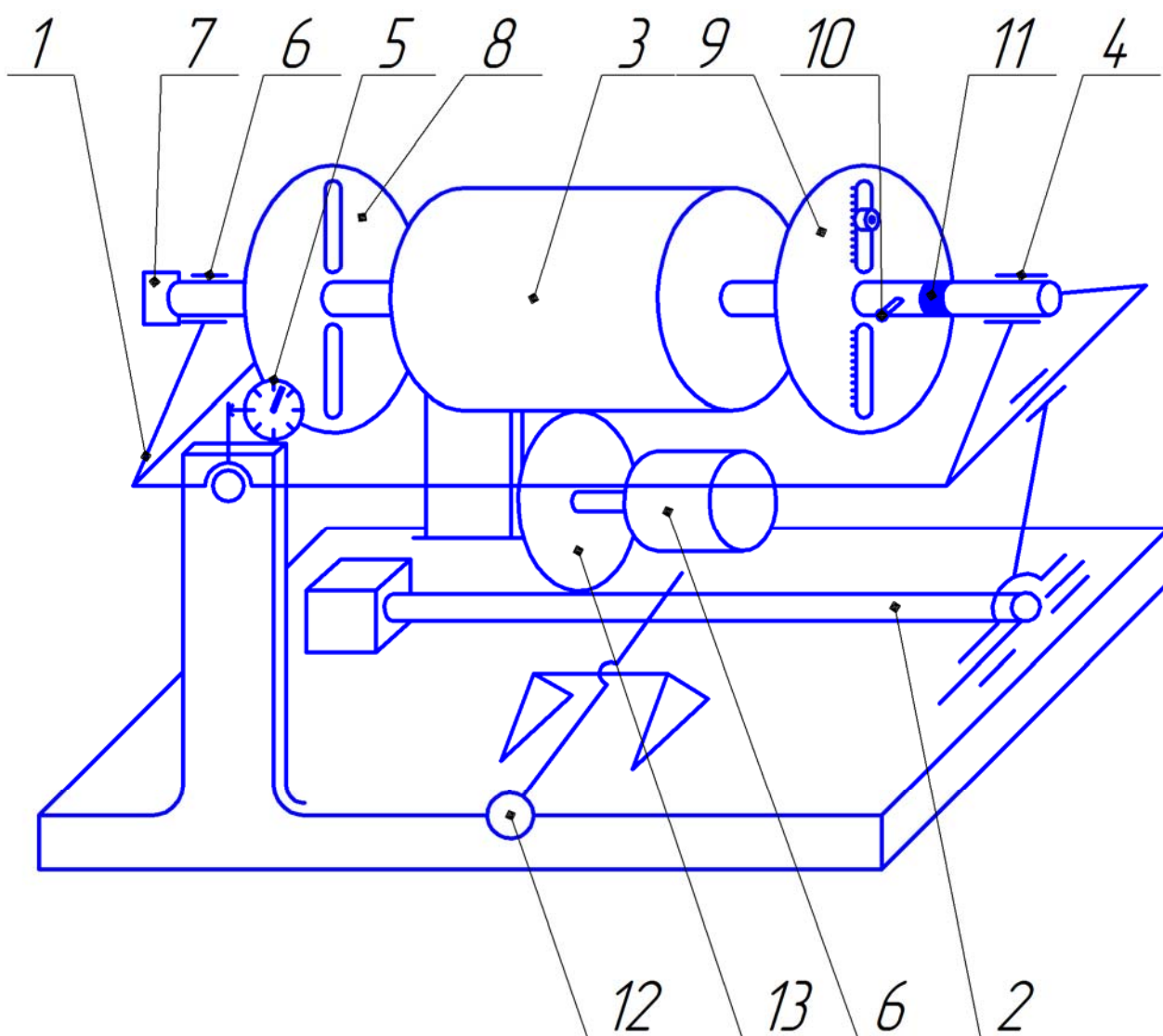


Рис. 3.1. Балансировочная установка

#### 4. Порядок выполнения работы

1. Установить диски 8 и 9 на  $0^\circ$  и закрепить их стопорными винтами 10.
2. Привести в соприкосновение шток индикатора 5 с упором маятниковой рамы. Совместить нулевое деление шкалы индикатора со стрелкой, показывающей сотые доли миллиметра.
3. Нажать на пусковую рукоятку 12 и через 4- 6 секунд, когда ротор раскрутится, отпустить ее. В момент резонанса, когда амплитуда  $A_1$  колебаний наибольшая, снять показания индикатора в миллиметрах.
4. Закрепить в одной из прорезей правого диска 9 груз массой  $m_n$ . Определить резонансную амплитуду  $A_2$ .
5. Диск, с расположенным на нем грузом, повернуть на валу ротора на  $180^\circ$  и измерить амплитуду  $A_3$  при резонансе.
6. Построить в масштабе параллелограмм амплитуд, используя треугольник OAB рис. 2.3. а, и графически определить амплитуду  $A_n$  и угол  $\varphi$ .
7. Вычислить амплитуду  $A_n$  и угол  $\varphi$  по формулам (2.6) и (2.12) и сравнить с результатами, полученными графически.
8. Определить коэффициент  $\mu$  по формуле (2.7) и радиус  $\vec{r}_k$  по формуле (2.11) корректирующей массы  $m_k$ , задавшись ее величиной, исходя из имеющихся грузов.
9. Снять пробную массу  $m_n$  и закрепить корректирующую массу  $m_k$  на расчетном радиусе  $\vec{r}_k$ . Произвести четыре контрольных пуска, устанавливая диск 9 с массой  $m_k$  в положения  $\varphi$ ,  $-\varphi$ ,  $\varphi+180^\circ$ ,  $-\varphi+180^\circ$ . Результаты занести в табл. 3.
10. Для полной динамической балансировки ротора (проводится по указанию преподавателя), снять ротор с опор, развернуть его на  $180^\circ$ , закрепить в опорах и повторить пункты 1...9.

#### Форма отчета

Таблица 1

*Результаты испытаний*

Амплитуда колебаний, мм		
$A_1$	$A_2$	$A_3$

Таблица 2

## Обработка результатов испытания

Параметр	Способ определения	Значение
Пробная масса $m_n$	Исходные данные	$m_n = \dots$ , Г
Радиус $r_n$	Исходные данные	$r_n = \dots$ , мм
Амплитуда $A_n$	$A_n = \sqrt{0,5(A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2)}$ , или графически	$A_n = \dots$ , мм
Угол $\varphi$	$\cos \varphi = \frac{A_1^2 + A_n^2 - A_3^2}{2A_1A_n}$ , или графически	$\varphi = \dots$ , град.
Коэффициент $\mu$	$\mu = \frac{A_n}{m_n r_n}$	$\mu = \dots$ ,
Корректирующая масса $m_k$	Выбираем из имеющихся	$m_k = \dots$ , Г
Радиус $\vec{r}_k$	$\vec{r}_k = \frac{A_1}{\mu m_k}$	$\vec{r}_k = \dots$ , мм

Таблица 3

## Результаты контрольных испытаний

Угол $\varphi$ , град	$\varphi =$	$360^\circ - \varphi =$	$180^\circ + \varphi =$	$180^\circ - \varphi =$
Амплитуда колебаний $A_k$ мм				

Вывод:

**5. Контрольные вопросы**

1. Причины возникновения неуравновешенности вращающихся масс.
2. На что влияет неуравновешенность звена?
3. В чем заключается статическая неуравновешенность звеньев? Как ее устранить?
4. Что называют дисбалансом?
5. Что такое моментная неуравновешенность?

6. Что такое динамическая неуравновешенность?
7. Принципиальное устройство балансировочной установки.
8. Какая физическая величина регистрируется в процессе опыта с помощью индикатора?
9. Какой режим работы установки называют выбегом? Почему именно в этом режиме измеряют амплитуду колебаний рамы?
10. Сколько и в какой последовательности нужно провести испытаний для определения величины корректирующей массы?
11. Почему проверку качества балансировки проводят для четырех положений корректирующей массы?
12. Обеспечивается ли полная балансировка ротора в результате той работы, которую вы выполнили?

## **6. Литература**

1. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин/ Под ред. К.В. Фролова. - М.: Высш. шк., 2003. - 496 с.
2. Коловский М.З. и др. Теория механизмов и машин: Учебное пособие для студентов ВУЗов, обучающихся по машиностроительным специальностям. – М.: Академия, 2006. – 558 с.
3. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1990. - 576 с.
4. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.

Лариса Николаевна Тютрина  
Глеб Юрьевич Волков

**ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА  
ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ**

**Методические указания**  
к выполнению лабораторной работы  
для студентов направлений:  
190109.65, 190110.65, 150700.62,  
151900.62, 190600.62, 050100.62, 140400.62,  
220400.62, 220700.62, 221700.62, 222000.62

Редактор А.С. Мокина

---

Подписано в печать	Формат 60 x 84 1/16	Бумага тип. № 1
Печать трафаретная	Усл. печ. л. 1,0	Уч.-изд. л 1,0
Заказ	Тираж 250	Цена свободная

---

РИЦ Курганского государственного университета.  
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.  
Курганский государственный университет.