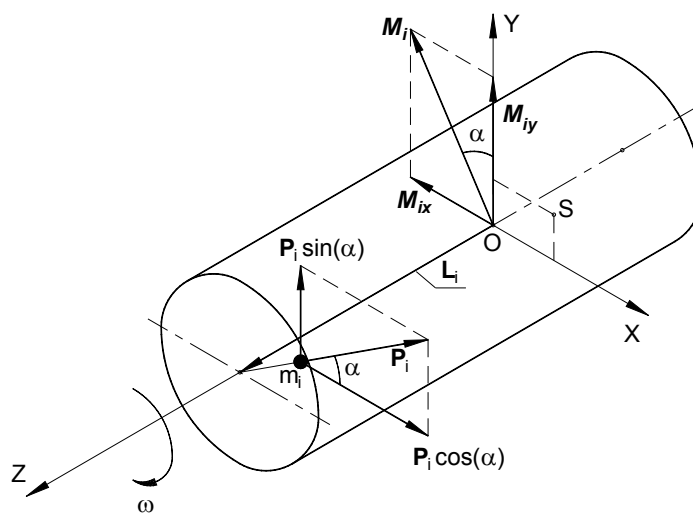


СТАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ
ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН



ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тихоокеанский государственный университет»

СТАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ
ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания к выполнению лабораторной работы № 7
по дисциплине «Теория механизмов и машин»
для студентов механических специальностей всех форм обучения

Хабаровск
Издательство ТОГУ
2008

В современном машиностроении непрерывно растут скорости вращения валов большинства машин-двигателей и рабочих машин: двигателей внутреннего сгорания, электродвигателей, электрических генераторов и преобразователей, паровых, газовых и водяных турбин, гироскопов и гидромоторов, центрифуг сепараторов, веретен, молотилок, центробежных насосов и компрессоров, высокопроизводительных автоматов и др. Частота вращения некоторых из них достигает 20 000...50 000 об/мин и более (электродвигатели повышенной частоты и турбомашини строятся для скоростей, превышающих 100 000 об/мин; центрифуги, предназначенные для получения биологических эмульсий, делают до 600 000 об/мин; скорости вращения отдельных деталей текстильного машиностроения доходят до 1 000 000 об/мин). Следовательно, при отклонении центра масс от оси вращения звена или неравномерном расположении масс вдоль этой оси возникают значительные силы инерции, которые, непрерывно изменяясь по величине и направлению, вызывают дополнительные динамические нагрузки в кинематических парах, напряжения в звеньях машин, преждевременный износ, вибрации машин и фундаментов, а иногда и поломки.

От качества уравнивания сил инерции быстро вращающихся звеньев зависят точность, надежность и долговечность машин, поэтому задача уравнивания относится к одной из актуальных задач машиностроения. Эта задача решается как на стадии проектирования (соответствующим выбором формы вращающихся звеньев), так и на стадии изготовления (соответствующим подбором дополнительных масс или высверливанием отверстий в теле звена): если конструкция звеньев такова, что они неуравновешенные, то полное уравнивание необходимо начинать уже при проектировании. Однако уже изготовленные звенья обладают некоторой неуравновешенностью, вызванной неоднородностью материала в их объеме, погрешностями изготовления и сборки.

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Цель лабораторной работы состоит в ознакомлении студентов с методами уравнивания вращающихся звеньев механизмов и машин.

В процессе выполнения работы решаются следующие задачи:

1. Производится расчет противовесов и их координат для уравнивания ротора с известным расположением неуравновешенных масс.
2. На установке ТММ-35М проверяются статическая (частичная) и динамическая (полная) уравниваемость ротора.

2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Теория уравнивания основывается на положениях теоретической механики о приведении сил. Неуравновешенный вал или ротор представляется как совокупность элементарных масс, вращающихся с постоянной угловой скоростью. Возникающие элементарные силы инерции заменяются эквивалентной системой сил в виде главного вектора, расположенного в плоскости, перпендикулярной оси вращения, и главного момента сил инерции, расположенного в плоскости, проходящей через ось вращения.

2.1. Условия уравновешенности вращающихся звеньев

Допустим, что звено массы m вращается вокруг своей оси с постоянной угловой скоростью ω .

Каждой элементарной массе m_i звена соответствует центробежная сила инерции P_i , величина которой определяется по формуле

$$P_i = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2, \quad (1)$$

где r_i – радиус вращения.

Выберем неподвижную прямоугольную систему координат XYZ (рис. 1) таким образом, чтобы ось OZ совпадала с осью вращения, а плоскость XOY проходила через центр масс S (центр масс не лежит на оси вращения).

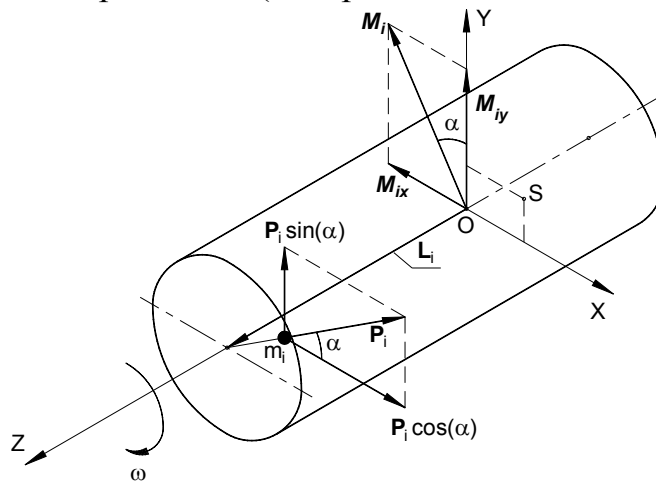


Рис. 1

Из рис. 1 видно, что сила инерции P_i создает моменты M_{ix} и M_{iy} относительно осей X и Y . Эти моменты можно определить, если силу инерции P_i разложим на две составляющие:

$$\begin{aligned} P_{iy} &= P_i \cdot \sin \alpha ; \\ P_{ix} &= P_i \cdot \cos \alpha . \end{aligned}$$

Тогда

$$M_{ix} = P_i \cdot L_i \cdot \sin \alpha ;$$

$$M_{iy} = P_i \cdot L_i \cdot \cos \alpha ,$$

где L_i - расстояние массы m_i до плоскости XOY .

С учетом (1) будем иметь

$$M_{ix} = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2 \cdot L_i \cdot \sin \alpha ; \quad (2)$$

$$M_{iy} = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2 \cdot L_i \cdot \cos \alpha \quad (3)$$

Модуль полного момента силы инерции M_i получим, если сложим моменты M_{ix} и M_{iy} по правилу параллелограмма:

$$M_i = \sqrt{M_{ix}^2 + M_{iy}^2} = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2 \cdot L_i . \quad (4)$$

Из отношения выражений (2) и (3) нетрудно заметить, что вектор момента \overline{M}_i составляет с осью Y угол α и, следовательно, он всегда перпендикулярен вектору силы инерции \overline{P}_i .

Систему сил инерции всех элементарных масс вращающегося звена можно привести к главному вектору сил $\overline{P}_{ин}$ и главному моменту $\overline{M}_{ин}$.

Пусть точка O на оси Z , с которой совмещено начало системы координат, является центром приведения сил инерции всех элементарных масс. Главный вектор сил инерции будет равен

$$\overline{P}_{ин} = \omega^2 \sum (m_i \cdot \overline{r}_i) = \omega^2 \cdot m \cdot \overline{r}_S , \quad (5)$$

а главный момент всех сил инерции тела относительно оси, лежащей в плоскости XOY и проходящей через точку O :

$$\overline{M}_{ин} = \omega^2 \sum (m_i \cdot \overline{L}_i \times \overline{r}_i) = \omega^2 \cdot \overline{J}_r . \quad (6)$$

Вектор $\sum (m_i \cdot \overline{r}_i) = m \cdot \overline{r}_S$ в выражении (5), как известно, называется **статическим моментом**, причем m – масса всего звена, а r_S – расстояние центра масс S звена до оси вращения. Вектор $\sum (m_i \cdot \overline{L}_i \times \overline{r}_i) = \overline{J}_r$ в выражении (6) называется **центробежным моментом инерции**.

При вращении звена с постоянной угловой скоростью главный вектор сил инерции (5) и главный момент этих сил (6) всегда образуют между собой некоторый угол φ ($\varphi \neq 90^\circ$); при этом они остаются постоянными по модулю и меняют только направление, вращаясь вместе со звеном.

При больших скоростях вращения модули этих векторов могут достигать значительных величин. Такие вращающиеся звенья являются неуравновешенными.

Для полного уравновешивания вращающихся звеньев необходимо, чтобы главный вектор сил инерции $\bar{P}_{ин}$ и главный момент сил инерции $\bar{M}_{ин}$ были равны нулю (если учесть, что в уравнениях (5) и (6) $\omega \neq 0$), т. е.

$$\sum(m_i \cdot \bar{r}_i) = 0; \quad (7)$$

$$\sum(m_i \cdot \bar{L}_i \times \bar{r}_i) = 0. \quad (8)$$

Условие (7) удовлетворяется в том случае, если центр массы S звена находится на оси вращения (то есть $\bar{r}_s = 0$).

Второе условие (8) выполняется, если ось вращения звена является главной осью инерции.

Итак, звено считается полностью уравновешенным, если ось вращения является главной центральной осью инерции.

Уравнения (7) и (8) могут быть решены аналитически и графически. В данной работе используется графический метод¹.

2.2. Виды неуравновешенности вращающихся звеньев

Различают три вида неуравновешенности: статическую, моментную и динамическую.

Статическая неуравновешенность имеет место в том случае, когда не выполняется условие (7): ось вращения является главной, но не центральной ($\bar{r}_s \neq 0$), поэтому главный момент сил инерции (8) равен нулю (главная центральная ось инерции параллельна оси вращения, т. е. $\bar{J}_r = 0$), а главный вектор сил инерции (7) не равен нулю. Следовательно, статическая неуравновешенность определяется **главным вектором дисбалансов** $\bar{D}_{ст} = m \cdot \bar{r}_s$ (в некоторых источниках – статический дисбаланс). Вектор $\bar{D}_{ст}$ направлен радиально и вращается вместе со звеном. Примером может служить одноколенчатый вал.

Моментная неуравновешенность свойственна такому звену, для которого не выполняется условие (8): ось вращения является центральной ($\bar{r}_s = 0$), но не главной, поэтому главный вектор сил инерции (7) равен нулю, а главный момент этих сил (8) не равен нулю, главная центральная ось инерции наклонена к оси вращения под некоторым углом, т. е. $\bar{J}_r \neq 0$. Следовательно, моментная неуравновешенность определяется **главным моментом дисбалансов** $\bar{M}_D = \bar{J}_r$

¹ При аналитическом решении уравнения (7) и (8) развернутся в четыре уравнения проекций на оси координат.

(в некоторых источниках – динамический дисбаланс). Вектор \bar{M}_D вращается вместе со звеном. Примером может служить двухколенчатый вал.

Динамическая неуравновешенность является совокупностью статической и моментной неуравновешенностей: условия (7) и (8) не выполняются одновременно. Следовательно, динамическая неуравновешенность определяется через главный вектор дисбалансов $\bar{D}_{ст}$ и главный момент дисбалансов \bar{M}_D . Такая неуравновешенность чаще всего встречается на практике и является наиболее общей. Примером может служить двухколенчатый вал с эксцентрично закрепленным на нем круглым диском.

2.3. Статическое уравнивание ротора

Пусть (рис. 2) в плоскостях ротора 1, 2 и 3 (перпендикулярных оси вращения) имеются неуравновешенные массы m_1 , m_2 и m_3 . Положения этих масс заданы радиусами – векторами \bar{r}_1 , \bar{r}_2 , \bar{r}_3 и углами α_1 , α_2 , α_3 .

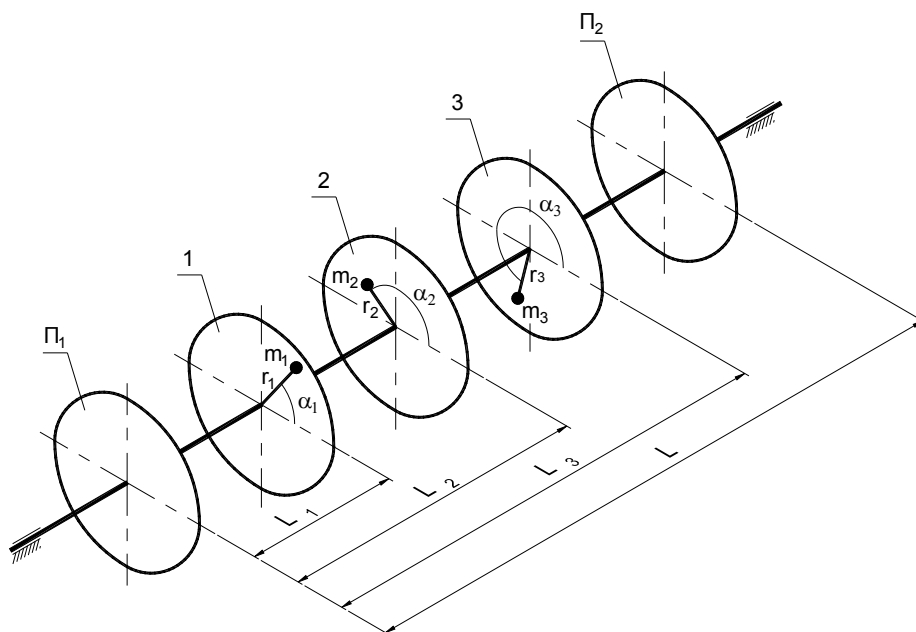


Рис. 2

Для статического (частичного) уравнивания ротора достаточно установить один противовес. Обозначим (рис. 3, а): $m_{п}$ – масса противовеса; $\bar{r}_{п}$ – удаление противовеса от оси вращения; $\alpha_{п}$ – угловое положение противовеса. Тогда условие (7) можно записать в форме

$$m_1 \cdot \bar{r}_1 + m_2 \cdot \bar{r}_2 + m_3 \cdot \bar{r}_3 + m_{п} \cdot \bar{r}_{п} = 0. \quad (9)$$

При решении данного уравнения строится векторный многоугольник. Модуль замыкающего вектора многоугольника будет равен произведению $m_{\Pi} \cdot r_{\Pi}$ (рис. 3, б).

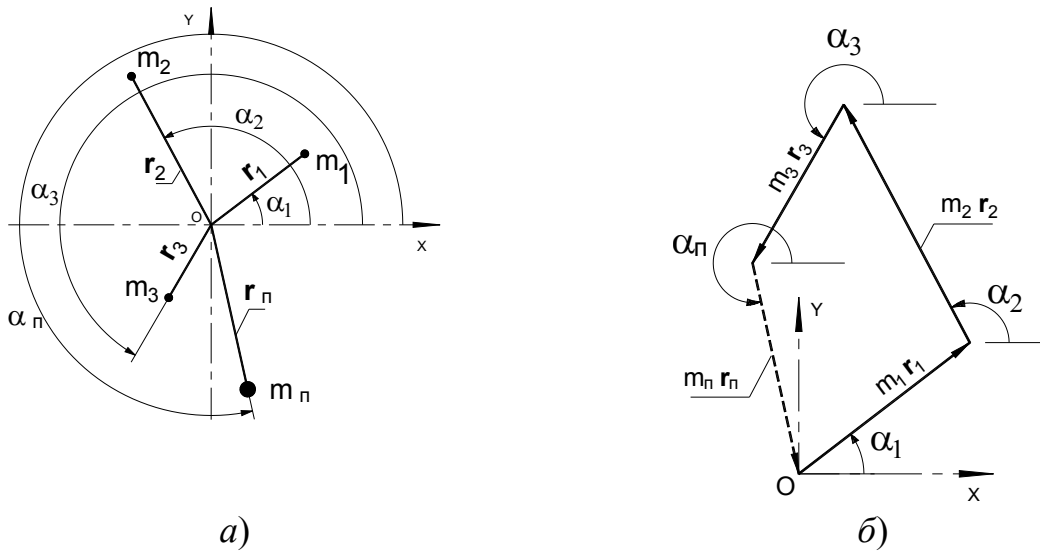


Рис. 3

Из этого произведения легко определить массу противовеса m_{Π} , если задаться радиусом r_{Π} (или определить радиус r_{Π} , если задаться массой m_{Π}). По чертежу находим угол α_{Π} , определяющий направление радиуса вектора противовеса. Противовес может быть установлен в любой плоскости (удобнее – в плоскости Π_1 или Π_2) либо распределен по этим плоскостям.

2.4 Динамическое уравнивание ротора

Положение плоскостей 1, 2 и 3 относительно плоскости приведения Π_1 определяется расстояниями L_1, L_2, L_3 .

Для полного (динамического) уравнивания ротора необходимо установить два противовеса. Противовесы устанавливаются в плоскостях Π_1 и Π_2 , расстояние между ними равно L (рис. 2). Обозначим: $m_{\Pi 1}$ и $m_{\Pi 2}$ – массы противовесов, устанавливаемых в плоскостях Π_1 и Π_2 ; $r_{\Pi 1}$ и $r_{\Pi 2}$ – радиус-векторы, определяющие радиальное положение противовесов; $\alpha_{\Pi 1}$ и $\alpha_{\Pi 2}$ – угловые координаты. Тогда условия (7) и (8) можно записать в форме

$$m_1 \cdot \bar{r}_1 + m_2 \cdot \bar{r}_2 + m_3 \cdot \bar{r}_3 + m_{\Pi 1} \cdot \bar{r}_{\Pi 1} + m_{\Pi 2} \cdot \bar{r}_{\Pi 2} = 0; \quad (10)$$

$$m_1 \cdot \bar{r}_1 \cdot L_1 + m_2 \cdot \bar{r}_2 \cdot L_2 + m_3 \cdot \bar{r}_3 \cdot L_3 + m_{\Pi 2} \cdot \bar{r}_{\Pi 2} \cdot L = 0. \quad (11)$$

Поскольку $L_{\text{пл}} = 0$, произведение $m_{\text{пл}} \cdot r_{\text{пл}} \cdot L_{\text{пл}}$ в уравнении (11) равно нулю и поэтому отсутствует в уравнении.

Для решения данных уравнений вначале строится векторный многоугольник моментов пар по уравнению (11). Векторы моментов при этом удобно повернуть на 90° до совпадения их с направлением векторов сил. Модуль замыкающего вектора многоугольника будет равен произведению $m_{\text{п2}} \cdot r_{\text{п2}} \cdot L$ (рис. 4, а), где расстояние L известно (расстояние между плоскостями уравновешивания). Из этого произведения легко определить массу противовеса $m_{\text{п2}}$, если задаться радиусом $r_{\text{п2}}$ (или радиус $r_{\text{п2}}$, если задаться массой противовеса $m_{\text{п2}}$).

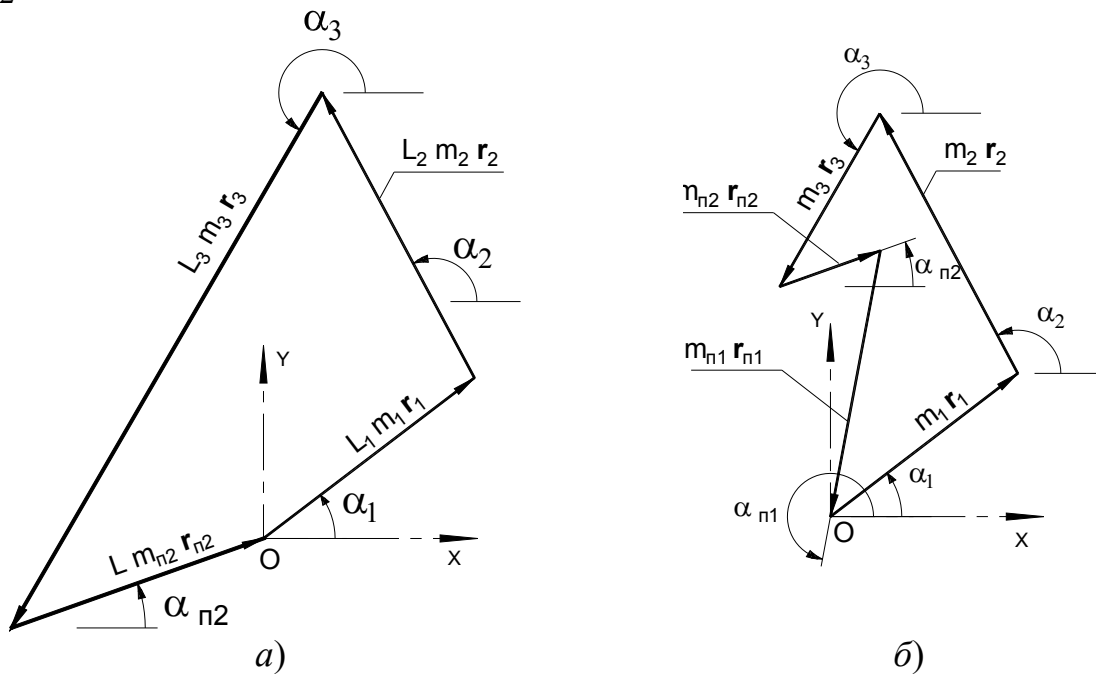


Рис. 4

Угол $\alpha_{\text{п2}}$, определяющий направление радиуса-вектора противовеса, измеряется по чертежу. Затем строится многоугольник по уравнению (10) (рис. 4, б). В этом многоугольнике неизвестной величиной будет замыкающий вектор, модуль которого равен $m_{\text{пл}} \cdot r_{\text{пл}}$. Задавая значения одного из сомножителей в этом произведении, определим второй. По чертежу находим угол $\alpha_{\text{пл}}$, определяющий направление радиуса-вектора противовеса.

3. УСТРОЙСТВО И РАБОТА УСТАНОВКИ ТММ-35М

Установка ТММ-35М (рис. 5) настольного типа предназначена для статического и динамического уравновешивания вращающихся масс с заданным расположением и состоит из следующих основных узлов: ротора с дисками, фрикционного привода и плиты со стойками.

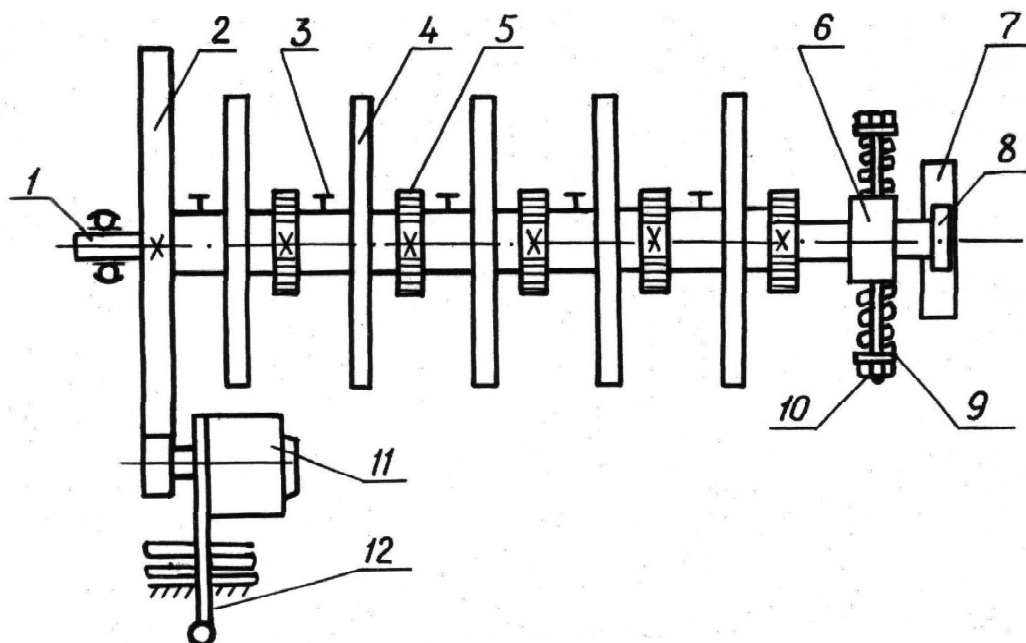


Рис. 5

Ротор представляет собой вал 1, на котором свободно посажены пять алюминиевых дисков 4 на расстоянии 80 мм друг от друга. На крайних дисках располагаются противовесы. Три средних диска служат для установки неуравновешенных грузов. В осевом направлении перемещение дисков ограничивается кольцами 5, жестко закрепленными на валу. Кольца градуированы по образующей через один градус, а ступицы дисков имеют риску, позволяющую установить диск на необходимый угол. Фиксация дисков осуществляется винтами 3.

Диски имеют два сквозных паза: один – для крепления груза (точечной массы), другой – для противовеса. Пазы расположены под углом 180° . Рядом с пазом на диске прикреплена шкала, позволяющая устанавливать груз и противовес на требуемом расстоянии от оси вращения вала ротора.

Ротор смонтирован на двух стойках: левый конец вала закреплен в сферическом шарикоподшипнике, который позволяет валу, кроме вращательного движения, осуществлять поворот в горизонтальной плоскости; правый конец вала установлен на радиальном шарикоподшипнике, вмонтированном в каретке 6. Каретка может перемещаться на роликах 8 по направляющей 7 в горизонтальной плоскости и удерживается в центральном положении при помощи пружин растяжения 9, регулируемых винтами 10.

Вращение ротора осуществляется от электродвигателя 11 посредством фрикционной передачи.

Электродвигатель смонтирован у левой стойки на качающемся рычаге 12. Под рычагом установлена пусковая кнопка двойного действия. Нажатием рукоятки рычага «вниз» фрикционный диск прижимается к шкиву 2 ротора, и одно-

временно включается электродвигатель, разгоняющий ротор. При освобождении рукоятки фрикционный диск под действием силы веса электродвигателя отжимается от шкива 2 и электродвигатель выключается. Для ограничения хода фрикционного диска предусмотрены регулировочные винты. Электродвигатель рассчитан на напряжение тока 220 В, скорость вращения – 6000 об/мин. Полезная мощность на валу – 40 Вт.

Основанием установки служит чугунная плита, на которой закреплены стойки, несущие ротор. На плите помещается переключатель для включения («вкл») и выключения («выкл») электрического питания установки.

Установка снабжена комплектом грузов постоянной массы в 20, 30, 40, 50, 60 и 70 г, служащих для создания дисбаланса и для уравнивания.

4. ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Основными источниками опасности при работе на установке ТММ-35М являются электрический ток и вращающиеся диски.

1. При выполнении работы первое подключение электропитания установки и первый пуск электродвигателя осуществляются только преподавателем или лаборантом.

2. Не допускается выполнять любые манипуляции при открытом кожухе с включенным выключателем «Сеть».

3. Запрещается включать двигатель и разгонять ротор, не убедившись в надежности фиксации вращающихся дисков и противовесов на них или не проконтролировав фиксацию, выполненную ранее.

4. Не допускается нахождение посторонних, не участвующих в выполнении работы, вблизи работающей установки.

5. Приступить к выполнению эксперимента можно только после разрешения преподавателя или лаборанта.

5. ВНЕАУДИТОРНАЯ ПОДГОТОВКА К ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОТЫ

1. Изучить методические указания к данной работе.

2. Уяснить цель и задачи работы и принцип действия лабораторной установки ТММ-35М.

3. Уяснить смысл и последовательность выполнения работы.

4. Изучить соответствующие разделы теоретического курса по учебникам и пособиям, приведенным в библиографическом списке.

5. Ответить на вопросы самоконтроля.

6. Подготовить бланк отчета (приложение 1)

Примечание: при выполнении данной работы необходимо иметь калькулятор, транспортир, угольник, карандаш, два листа бумаги формата А4.

6. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Согласно указанному варианту необходимо в бланк отчета записать массы и координаты неуравновешенных грузов (приложение 2).

2. Закрепить грузы m_1 , m_2 и m_3 в пазах дисков 1, 2 и 3 (рис. 2) на заданных радиусах \bar{r}_1 , \bar{r}_2 и \bar{r}_3 ; закрепить диски под заданными углами α_1 , α_2 и α_3 . Необходимо убедиться, что ротор не уравновешен и статически и динамически.

3. Вычертить в масштабе схему расположения заданных грузов (рис.3, а).

4. Для статического (частичного) уравновешивания подсчитать сомножители в уравнении (9) и записать в бланк отчета.

5. Построением (рис. 3,б) с учетом масштабного коэффициента решить уравнение (9). Определить $\alpha_{п}$. Выбрав $m_{п}$, определить $r_{п}$. Установить груз в плоскости уравновешивания Π_1 (или Π_2).

6. Проверить статическую уравновешенность: при повороте вала вручную на любой угол он должен находиться в безразличном равновесии.

7. Проверить динамическую неуравновешенность: при разгоне вала его подпружиненный правый конец начинает совершать колебания в горизонтальной плоскости.

8. Вал останавливают, снимают противовес, найденный при статическом уравновешивании.

9. Для полного уравновешивания подсчитать значения центробежных моментов (11) и записать в бланк отчета.

10. Построением (рис. 4, а) с учетом масштабного коэффициента решить уравнение (11). Определить $\alpha_{п2}$. Выбрав $m_{п2}$, определить $r_{п2}$. Установить груз $m_{п2}$ в плоскости уравновешивания Π_2 (рис. 2).

11. Построением (рис. 4, б) решить уравнение (10). Выбранный груз $m_{п1}$ установить в плоскости уравновешивания Π_1 по найденным координатам $r_{п1}$ и $\alpha_{п1}$.

12. Проверить динамическую (полную) уравновешенность ротора (при разгоне вала его правый конец не должен иметь колебаний).

Примечание: при решении уравнений (9), (10) и (11) радиусы $r_{п}$, $r_{п1}$ и $r_{п2}$ должны находиться в пределах от 40 до 90 мм.

7. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Для чего необходимо уравнивать вращающиеся звенья?
2. Как определяются по величине и направлению главный вектор сил инерции и главный момент сил инерции?
3. Что называют статическим моментом?
4. Что называют центробежным моментом инерции масс?
5. Какая ось называется центральной?
6. Какая ось называется главной осью инерции?
7. Когда вращающиеся звенья считаются неуравновешенными?
8. Назовите виды неуравновешенности звеньев.
9. Что называется главным вектором дисбалансов (статическим дисбалансом)?
10. Что называется главным моментом дисбалансов (динамическим дисбалансом)?
11. Напишите условие статической уравновешенности вращающегося звена.
12. Какие параметры определяются при статическом уравнивании?
13. Напишите условие динамического (полного) уравнивания вращающегося звена.
14. Какие параметры определяются при полной уравновешенности?
15. Как проверяются статическая и полная уравновешенность ротора на установке ТММ-35М?

Библиографический список

1. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
2. *Заблонский К. И.* Теория механизмов и машин / К. И. Заблонский, И. М. Белоконев, Б. М. Щекин. – Киев : Вища школа, 1989. – 376 с.
3. *Озол О. Г.* Теория механизмов и машин / О. Г. Озол. – М. : Наука, 1984. – 432 с.
4. *Теория механизмов и машин* / Фролов К. В. [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

Статическое и динамическое уравнивание вращающихся звеньев механизмов и машин

1. Массы и координаты неуравновешенных грузов

m_i (г)			r_i (мм)			α_i (град)			L_i (мм)		
m_1	m_2	m_3	r_1	r_2	r_3	α_1	α_2	α_3	L_1	L_2	L_3
									80	60	240

2. Схема расположения заданных грузов

$$\mu_\ell = \dots \frac{\text{ММ}}{\text{ММ}}.$$

3. Уравнение статической уравновешенности ротора и его решение:

3.1. Таблица заданных и определяемых величин

$m_1 \cdot r_1$ (г·мм)	$m_2 \cdot r_2$ (г·мм)	$m_3 \cdot r_3$ (г·мм)	$m_{\text{п}} \cdot r_{\text{п}}$ (г·мм)	$m_{\text{п}}$ (г)	$r_{\text{п}}$ (мм)	$\alpha_{\text{п}}$ (градус)

3.2. Векторный многоугольник при статической уравновешенности:

$$\mu_{D_{\text{ст}}} = \dots \frac{\text{ММ}}{\text{ММ}}.$$

4. Уравнения динамической уравновешенности ротора и их решения:

4.1. Таблица заданных и определяемых величин

$m_i \cdot r_i \cdot L_i$ (г·мм ²)			$m_{\text{п2}} \cdot r_{\text{п2}} \cdot L$	$m_{\text{п2}}$	$r_{\text{п2}}$	$\alpha_{\text{п2}}$	$m_{\text{п1}} \cdot r_{\text{п1}}$	$m_{\text{п1}}$	$r_{\text{п1}}$	$\alpha_{\text{п1}}$
$m_1 \cdot r_1 \cdot L_1$	$m_2 \cdot r_2 \cdot L_2$	$m_3 \cdot r_3 \cdot L_3$	(г·мм ²)	(г)	(мм)	(градус)	(г·мм)	(г)	(мм)	(градус)

4.2. Векторные многоугольники при динамической уравновешенности:

$$\mu_{D_{\text{ст}}} = \dots \frac{\text{Г} \cdot \text{ММ}}{\text{ММ}}. \quad \mu_{M_D} = \dots \frac{\text{Г} \cdot \text{ММ}^2}{\text{ММ}}.$$

Варианты исходных данных:
 массы и координаты грузов для статического и динамического
 уравнивания

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m_1 (г)	30	60	40	50	60	40	30	20	50	20
m_2 (г)	60	40	70	30	50	70	50	40	20	60
m_3 (г)	20	70	40	60	30	20	30	70	60	50
r_1 (мм)	80	50	60	70	40	90	80	70	60	50
r_2 (мм)	40	70	50	60	80	40	70	60	90	80
r_3 (мм)	90	80	70	50	60	80	90	50	40	70
α_1 (градус)	0	90	120	120	90	0	90	90	180	270
α_2 (градус)	60	160	200	310	190	110	210	220	320	80
α_3 (градус)	120	180	180	240	270	300	300	180	270	0
L_1 (мм)	80									
L_2 (мм)	160									
L_3 (мм)	240									
L (мм)	320									