

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра « Детали машин и ПТУ»

Полное уравнивание вращающихся масс

*Методические указания к выполнению
лабораторной работы № 9*

РПК
"Политехник"
Волгоград
2005

УДК621.833.6

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Полное уравнивание вращающихся масс: методические указания к выполнению лабораторной работы № 9/ сост. Г. В. Гурьев, Н. Г. Дудкина, С. Ю. Кислов; Волгоград. гос. техн. ун-т. – Волгоград, 2005. – 12 с.

Ил. 3. Табл. 3. Библиогр.: 4 назв.

Приводится описание работы и установки для полного уравнивания ротора, порядок ее проведения, а также представлены краткие сведения из теории уравнивания ротора.

Рекомендуется использовать студентами механических специальностей всех форм обучения при подготовке их к выполнению лабораторной работы по курсу «Теория механизмов и машин».

Рецензент Е. С. Брискин

© Волгоградский
государственный
технический
университет, 2005

Цель работы: определение величины и расположения противовесов в двух произвольно выбранных плоскостях исправления с последующей экспериментальной проверкой правильности уравновешенности вращающегося ротора

1. Краткие сведения из теории

Ротором (по ГОСТу 1953-74) называется вращающееся в опорах тело, независимо от его назначения. К роторам относят, например, якорь электродвигателя, диск циркульной пилы с валом, шпиндель токарного станка, рабочее колесо турбины и т.д.

В машиностроении большинство роторов являются жесткими, скорость вращения которых меньше критического значения $\omega_k = \sqrt{c/m}$ где c – жесткость вала ротора, m – масса ротора.

Жесткий ротор рассматривается как твердое тело, к которому при его исследовании применимы законы механики твердого тела. Расчеты по уравновешиванию роторов производят методом кинетостатики.

Неуравновешенность сил инерции роторов может возникнуть вследствие погрешности изготовления, сборки, ремонта, деформации и других причин. Неуравновешенность сил инерции вызывает дополнительные деформации валов, перегрузку опорных подшипников, колебания системы.

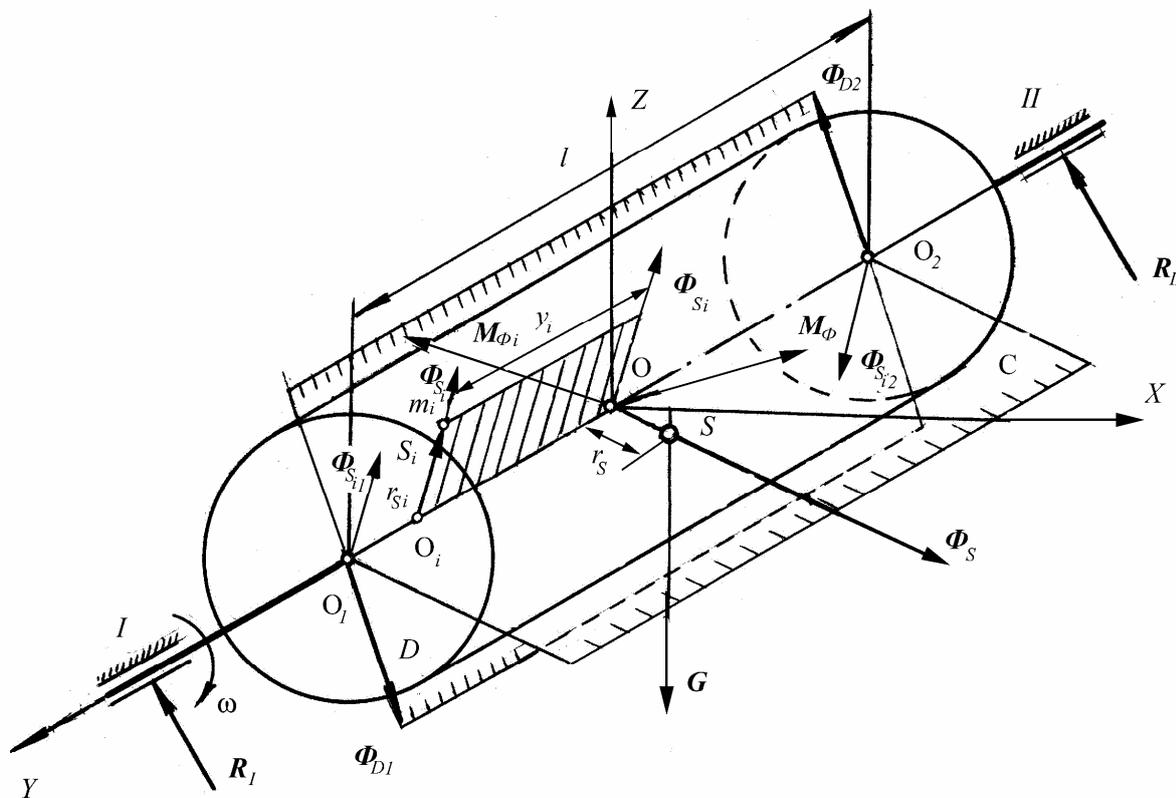


Рис. 1

Для исключения этих явлений необходимо, чтобы главный вектор Φ_S и главный момент M_ϕ центробежных сил инерции были равны нулю.

Рассмотрим неуравновешенный ротор (рис. 1) как совокупность элементарных масс m_i , расположенных на расстоянии r_i от оси вращения ротора. Каждая масса m_i находится в некоторой плоскости перпендикулярной оси Y и отстоящей на расстоянии y_i от координатной плоскости XOZ , проходящей через центр масс (точка S) всего ротора.

Пространственная система координат является неподвижной, а ось Y проходит через подшипники I и II . Угловую скорость ротора примем постоянной.

Векторное уравнение приложенных к ротору сил

$$\vec{R}_I + \vec{G} + \vec{R}_{II} = -\vec{\Phi}_S \quad (1)$$

где \vec{R}_I и \vec{R}_{II} – полные реакции подшипников I и II , \vec{G} – сила тяжести ротора, $\vec{\Phi}_S$ – главный вектор сил инерции ротора.

Каждая элементарная сила инерции $\vec{\Phi}_{si}$ вращающейся массы m_i направлена радиально (по прямой O_iS_i) и равна:

$$\vec{\Phi}_{si} = -m_i \vec{a}_{si} = \omega^2 \overline{m_i r_{Si}}. \quad (2)$$

После параллельного переноса всех элементарных радиальных сил $\vec{\Phi}_{si}$ в точку O и векторного их сложения получим главный вектор $\vec{\Phi}_S$ ротора

$$\vec{\Phi}_S = \sum \vec{\Phi}_{si} = \omega^2 \sum \overline{m_i r_{Si}} \quad (3)$$

Векторная сумма $\sum \overline{m_i r_i}$ – вектор статического момента массы всего ротора относительно его оси вращения

$$\sum \overline{m_i r_{Si}} = m \vec{r}_S \quad (4)$$

где r_S – вектор радиального смещения центра масс S ротора.

Физически статический момент массы характеризует величину центробежной силы инерции, развиваемой массой m при её вращении на радиусе r_S .

Обозначим: $D = m r_S$.

Вектор \mathbf{D} называется главным вектором дисбалансов ротора. Тогда

$$\vec{\Phi}_S = \omega^2 \mathbf{D}. \quad (5)$$

На рис. 1 осевая полуплоскость расположения вектора $\vec{\Phi}_S$ частично заштрихован и обозначена буквой C (статическая).

Статическая неуравновешенность свойственна такому, ротору, центр масс которого смещен относительно оси вращения ротора, но главная центральная ось инерции параллельна оси вращения.

Момент пары, полученный при параллельном переносе каждой элементарной силы $\vec{\Phi}_{si}$ в точку O

$$M_{\phi i} = \Phi_{si} l_i = \omega^2 m_i r_{Si} y_i. \quad (6)$$

Произведение $m_i r_{Si} y_i$ можно рассматривать как момент элементарного статического момента $m_i r_{Si}$ массы m_i с плечом y_i относительно точки O . Плоскость действия этого момента является осевая плоскость. Произведение $m_i r_{Si} l_i$ можно представить в виде элементарного центробежного момента инерции $(J_{rl}) = (J_{ry})_i$, относящегося к той же осевой плоскости:

$$m_i r_{Si} y_i = (J_{ry})_i. \quad (7)$$

Одна координата r_{Si} элементарной массы m_i ; перпендикулярна к оси y_i , а другая y_i параллельна оси Y определяет расстояние массы m_i от плоскости XOZ , проходящей через центр масс. Тогда

$$M_{\phi i} = \omega^2 (\vec{J}_{ry})_i. \quad (8)$$

Главный момент M_ϕ всего ротора определится векторным суммированием элементарных моментов $M_{\phi i}$.

$$\vec{M}_\phi = \sum \vec{M}_{\phi i} = \omega^2 \sum (\vec{J}_{rl})_i = \omega^2 \cdot \vec{J}_{rl} \text{ или } \vec{M}_\phi = \omega^2 \vec{M}_D, \quad (9)$$

где M_ϕ – главный центробежный момент инерции всего ротора относительно его осевой плоскости.

J_{ry} – центробежный момент инерции всего ротора относительно его осевой плоскости.

Центробежный момент инерции характеризует величину статического момента центробежных сил инерции, развиваемых ротором при его вращении.

Направление, вектора J_{ry} совпадает с вектором M_ϕ . Главный момент характеризует динамическую неуравновешенность ротора. На рис. 1 главный момент M_ϕ изображен в виде пары сил Φ_{D1} и Φ_{D2} с плечом $O_1O_2 = l$. Эта пара расположена в осевой плоскости D ротора. Вектор момента M_ϕ перпендикулярен к плоскости D .

Статическая неуравновешенность пропорциональна статическому моменту mr_5 массы ротора, а динамическая – его центробежному моменту инерции J_{rl} . В обоих случаях коэффициентом пропорциональности является множитель ω^2 .

Геометрические параметры mr_5 и J_{rl} выражают физическую неуравновешенность ротора и являются мерой двух видов этой неуравновешенности.

В дальнейшем неуравновешенность ротора количественно характеризуется не через Φ_5 и M_ϕ , а через пропорциональные, им главный вектор D дисбалансов и главный момент M_D дисбалансов ротора.

Рассмотрим случай уравнивания жесткого ротора с тремя известными по величине и расположению неуравновешенными массами (рис. 2, а).

Массы m_1, m_2, m_3 расположены в трех плоскостях перпендикулярных к оси вращения и находящихся на расстояниях r_1, r_2, r_3 от оси ротора.

Центробежные силы инерции, развиваемые этими массами при вращении ротора с постоянной угловой скоростью ω

$$\Phi_1 = \omega^2 m_1 r_1, \quad \Phi_2 = \omega^2 m_2 r_2, \quad \Phi_3 = \omega^2 m_3 r_3. \quad (10)$$

Условия равновесия сил инерции вместе с уравновешивающей силой, создаваемой противовесом m_C , можно представить уравнением

$$\bar{\Phi}_1 + \bar{\Phi}_2 + \bar{\Phi}_3 + \bar{\Phi}_C = 0. \quad (11)$$

или сокращая на общий множитель ω^2 получим:

$$m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_C \bar{r}_C = 0. \quad (12)$$

Строим план дисбалансов (рис. 2, б). Замыкающий вектор характеризует дисбаланс ротора. Уравновешивающая масса m_C может быть установлена в любой точке по оси ротора и на любом расстоянии от его оси вращения. Массу m_C располагаем в плоскости **II**. Постановкой противовеса m_C на радиусе r_C устраняется смещение центра масс вращающегося ротора с оси вращения.

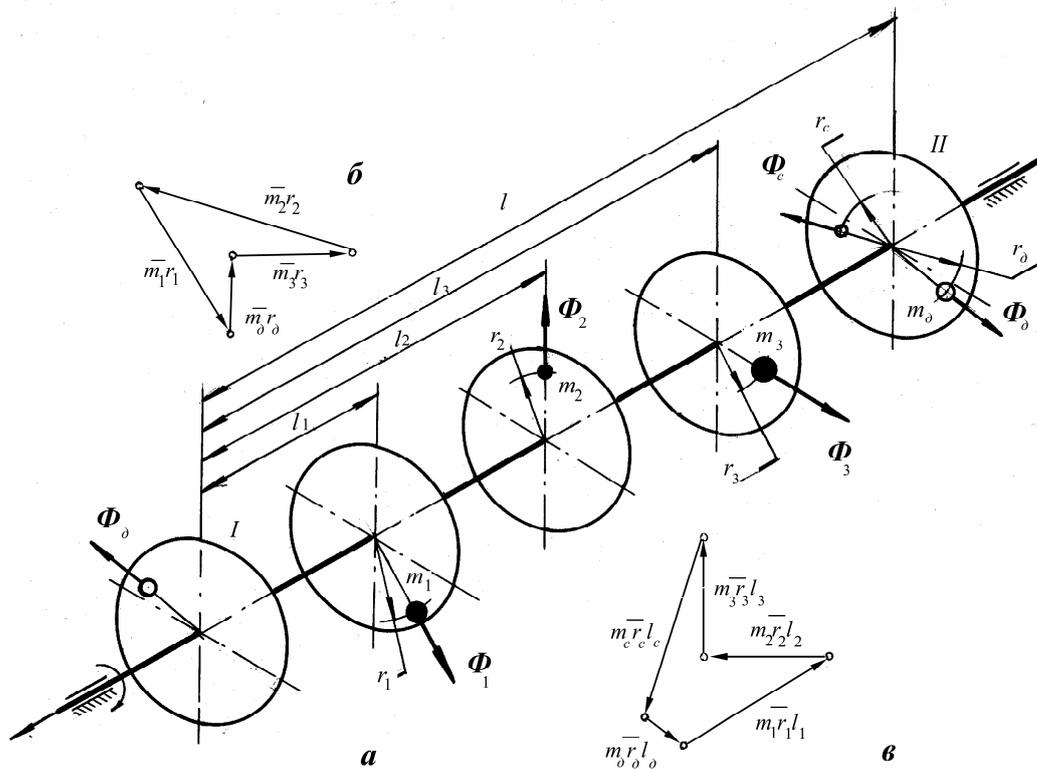


Рис. 2

Вторым этапом является уравновешивание момента центробежных сил инерции. Перенося центробежные силы инерции в плоскость исправления **I**, необходимо дополнительно приложить пары центробежных сил инерции

$$M_1 = \omega^2 m_1 r_1 l_1, \quad M_2 = \omega^2 m_2 r_2 l_2, \quad M_3 = \omega^2 m_3 r_3 l_3, \quad M_C = \omega^2 m_C r_C l_C. \quad (13)$$

Векторное уравнение при уравнивающем моменте M_δ имеет вид

$$\overline{M}_1 + \overline{M}_2 + \overline{M}_3 + \overline{M}_C + \overline{M}_\delta = 0 \quad (14)$$

или сокращая на общий множитель ω^2 получим

$$m_1 r_1 l_1 + m_2 r_2 l_2 + m_3 r_3 l_3 + m_C r_C l_C + m_\delta r_\delta l = 0. \quad (15)$$

Строим план центробежных моментов инерции (рис. 2, в). Замыкающий вектор $m_\delta r_\delta l$ главный момент дисбалансов ротора.

Дополнительные массы образующие уравнивающую пару сил располагаются в плоскостях: **I** и **II**.

Расположенные в плоскости **II** массы противовесов m_C и m_δ могут быть сведены к одной, им эквивалентной по векторному уравнению

$$m_{II} r_{II} = m_\delta r_\delta + m_C r_C \quad (16)$$

откуда и находят величину искомой массы m_{II} . Плоскость, в которой расположена масса m_{II} , определяется вектором, полученным графически.

Любое количество неуравновешенных масс ротора, расположенных в разных плоскостях может быть уравновешено двумя противовесами, помещенными в выбранных плоскостях исправления.

Описанный метод устранения неуравновешенности ротора может быть изменен и упрощен при решении задачи одновременного устранения обоих дисбалансов ротора.

2. Описание установки

Рассмотрим процесс балансировки ротора на станке конструкции В.В.Шитикова, схема которого представлена на рис. 3. Балансируемый ротор 4 установлен в подшипниках на жесткой раме 2, которая шарниром связана с неподвижным основанием 1. Рама 2 подпружинена упругим элементом 7, выполненным в виде упругой балки, благодаря которой ротор 4 вместе с рамой 2 может колебаться в вертикальной плоскости. Эти колебания могут быть зафиксированы индикатором 5 через шток 6.

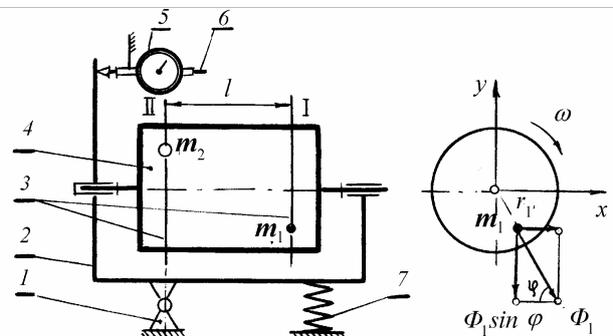


Рис. 3

Полная неуравновешенность ротора может быть условно представлена двумя точечными массами, m_1 и m_2 , расположенными в плоскостях исправления **I** и **II**. Для балансировки ротор устанавливается в подшипниках рамы таким образом, чтобы одна из плоскостей исправления (в данном случае **II**) совпала с плоскостью, содержащей ось колебаний рамы станка. В этом случае амплитуда колебаний рамы, измеряемая при резонансе, зависит только от дисбаланса в плоскости исправления **I**.

Ротор приводится во вращение приводным устройством (электромотор со шкивом) которое после разгона отключается.

Возмущающий момент от силы инерции Φ_1 относительно оси вращения рамы: $M = \Phi_1 l \sin \varphi = m_1 r_1 \omega^2 l \sin \varphi$, где ω – угловая скорость ротора.

Из теории известно, что при совпадении частот вынужденных и собственных колебаний амплитуда колебаний системы максимальна.

Максимальная амплитуда пропорциональна возмущающему фактору, в данном случае дисбалансу $m_1 r_1$. $A = \mu m_1 r_1$.

Следовательно, если измерить амплитуду при резонансе и знать μ , то можно определить дисбаланс действующий в плоскости I . Статический момент массы противовеса: $m_{II} \vec{r}_{II} = -m_1 \vec{r}_1$.

Статические моменты противовесов можно определить лишь опытным путем, замеряя колебания рамы с ротором.

Разгоняют ротор до большого числа оборотов, отключают приводное устройство, переводят ротор в режим выбега. По индикатору фиксируют максимальную амплитуду A_1 колебаний рамы. В плоскости I устанавливают добавочную массу m_δ на радиусе r_1 от оси ротора. Разгоняют ротор и замеряют амплитуду A_2 колебаний рамы. Затем плоскость I поворачивают на угол 180° (не снимая массы), приводят ротор во вращение и замеряют амплитуду A_3 колебаний рамы.

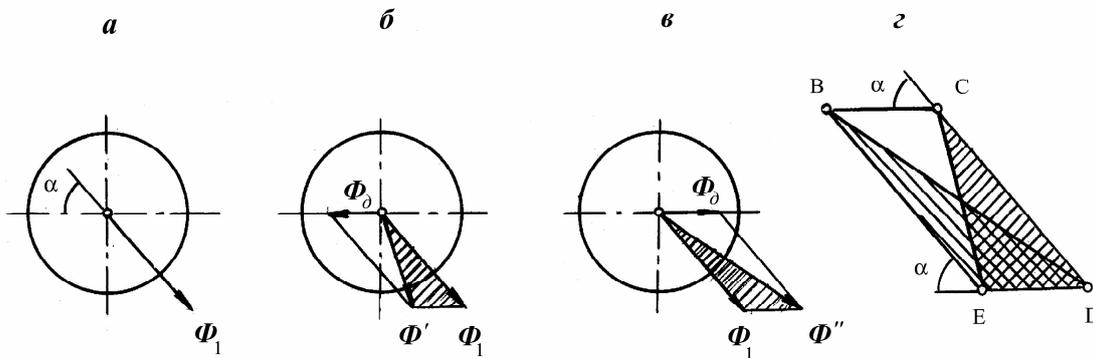


Рис.4

На рис. 4, а показана сила инерции Φ_1 , вызывающая колебания рамы при первом испытании

$$\vec{\Phi}_1 = \omega^2 m_1 \vec{r}_1. \quad (16)$$

На рис. 4, б – сила инерции Φ' после установки добавочной массы

$$\vec{\Phi}' = \vec{\Phi}_1 + \vec{\Phi}_\delta = m_1 \vec{r}_1 + m_\delta \vec{r}_\delta. \quad (17)$$

На рисунке 4, в – сила инерции Φ'' , полученная после поворота плоскости I вместе с массой на угол 180° :

$$\vec{\Phi}'' = \vec{\Phi}_1 + \vec{\Phi}_\delta = m_1 \vec{r}_1 + m_\delta \vec{r}_\delta. \quad (18)$$

Совмещая заштрихованные треугольники, чтобы их равные стороны совпали, параллелограмм BCDE (Рис. 4, з).

Стороны и диагонали параллелограмма составлены из векторов дисбалансов, то есть, пропорциональны амплитудам.

Из треугольника BDE можно записать $2BC^2 + 2BE^2 = BD^2 + CE^2$ откуда находим

$$BC = \sqrt{0,5(BD^2 + CE^2 - 2BE^2)}. \quad (19)$$

Но, поскольку, $A_1 = \mu \Phi_1$, $A_2 = \mu \Phi_2$, $A_3 = \mu \Phi_3$, $A_d = \mu \Phi_d$, то

$$A_d = \sqrt{0,5(A_3^2 + A_2^2 - A_1^2)} = \mu \cdot m_d r_d. \quad (20)$$

Определив экспериментально амплитуды A_1 , A_2 , A_3 , можно подсчитать значение A_d и определить $\mu = A_d / m_d r_d$.

Дисбаланс в плоскость I составит $m_1 r_1 = A_1 / \mu = m_n r_n$.

Задавшись массой m_n противовеса, определяют радиус r_n его установки $r_n = m_1 r_1 / m_n$.

Угол установки противовеса определяют из треугольника BDE (рис.4, з)

$$\cos \alpha_n = (A_1^2 + A_d^2 - A_3^2) / 2 A_1 A_d. \quad (22)$$

Решая последнее уравнение, получают два значения угла установки противовеса α и $-\alpha$. Однако эти углы не определяют сторону диаметра, где должен быть поставлен противовес. Поэтому находят еще два угла $180^\circ - \alpha$, $180^\circ + \alpha$. Вопросы о пригодности того или иного значения угла решаются испытанием на станке. Противовес m_n на радиусе r_n устанавливаются последовательно под углами α , $(-\alpha)$, $180^\circ - \alpha$, $180^\circ + \alpha$. Углом установки противовеса является тот, при котором отсутствует вибрация рамы.

Определение противовеса в плоскости I проводится аналогично определению противовеса в плоскости I , но для этого следует ротор установить на раме, предварительно повернув его на 180° относительно первоначального положения.

После определения и установки противовесов m_{nI} и m_{nII} в соответствующих плоскостях исправления ротор будет полностью уравновешен.

3. Порядок выполнения работы:

1. Привести систему в исходное положение. Для этого плоскость исправления I установить на ноль и закрепить винтом.

2. Разогнать ротор. Для этого плавно нажать на шаровую рукоятку рычага, благодаря чему включается электродвигатель, и шкив прижимается к ротору. Разгон ротора производится до тех пор, пока не исчезнут колебания рамы 2 станка. После этого рычаг опустить в исходное положение.

3. Нажать на шток 6 индикатора 5 до упора. Вращая лимб индикатора, совместить 0 шкалы индикатора со стрелкой.

Табл. 1

4. Дождавшись остановки ротора, отсчитать амплитуду A_1 . Измерение проводится три раза и вычисляется среднее значение. Данные заносятся в табл.1.

Ампл.	Измерения			Среднее	$m_\delta =$ $z;$ $r_\delta =$ мм
	1	2	3	мм	
A_1					
A_2					
A_3					

5. Установить в плоскости I добавочный груз m_δ на радиусе r_δ . Значения m_δ и r_δ задает преподаватель.

6. Измерить амплитуду A_2 . Измерение повторить три раза. Данные занести в табл. 1.

7. Ослабив винты крепления диска на валу, повернуть груз m_δ с плоскостью на 180° . Завернуть винты.

8. Измерить амплитуду A_3 . Измерение повторить три раза. Данные занести также в табл. 1.

9. По формулам табл.2, задавшись массой m_n противовеса, рассчитать радиус r_n его установки, а также четыре значения угла α . Следует иметь в виду, что $m_n = 16, 20, 30$ г.; $40 \leq r_n \leq 80$ мм.

10. Снять добавочный груз.

11. Установить в плоскости исправления I противовес m_n на радиусе r_n .

12. Измерить амплитуду A_4 колебаний ротора при четырех значениях угла α установки противовеса. Данные занести в табл. 3.

13. Определить остаточную величину остаточной неуравновешенности ротора. Для этого из четырех значений угла α установки противовеса выбрать значение, при котором амплитуда колебаний ротора минимальна. Измерение повторить четыре раза. Данные занести в табл. 4.

14. Снять с диска противовес и передать преподавателю.

15. Сделать выводы о результатах проведенных исследований.

Табл. 2

Формула, величина	Резул	Разм.
$A_\delta = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2}{2}}$		мм
$\mu = \frac{A_\delta}{m_\delta r_\delta}$		z^{-1}
$m_1 r_1 = \frac{A_1}{\mu}$		$z \cdot \text{мм}$
m_n		z
$r_n = m_1 r_1 / m_n$		мм
$\cos \alpha_n = \frac{A_1^2 + A_\delta^2 - A_3^2}{2A_1 \cdot A_\delta}$		
α_n		град

Табл. 3

α	α_n	$360^\circ - \alpha_n$	$180^\circ - \alpha_n$	$180^\circ + \alpha_n$
град				
$A_4, \text{ мм}$				

Табл. 4

Ам-плит.	Измерения					$\delta = \frac{A_k}{A_\delta}$
	1	2	3	4	Сред	
$A_k, \text{ мм}$						

Вопросы для самоконтроля

1. Какое основное преимущество рамных (люлечных) балансировочных станков типа станка В.В.Шитикова?
2. Сколько вариантов решения возможно, если необходимо уравновесить статически одну неуравновешенную массу, постановкой противовеса на линии, проходящей через центр масс, но по другую сторону от оси Ротора.
3. Ротор уравновешен статически. Окажется ли он одновременно уравновешенным и динамически?
4. Ротор уравновешен динамически. Окажется ли он одновременно уравновешенным и статически?
5. При каком числе оборотов следует уравновешивать ротор, который при работе меняет свою форму или положение?
6. Почему рекомендуют, по возможности плоскости исправления при балансировке роторов располагать ближе к опорам?
7. От каких факторов зависит количество и расположение плоскостей исправления при балансировке роторов?
8. Как следует уравновешивать ротор, у которого длина значительно больше диаметра?
9. Как будет уравновешен ротор, если ось вращения ротора является главной осью инерции?
10. Какое минимальное число противовесов необходимо только для статического уравновешивания одной неуравновешенной массы ротора?
11. Какова размерность статического момента массы ротора?
12. Какое, в общем случае, минимальное число плоскостей должно быть выбрано при балансировке ротора?
13. Какое тело называется ротором?
14. Какое условие соответствует статически уравновешенному ротору?
15. Объясните понятие "безразличное равновесие" ротора.
16. Чем обусловлен блуждающий дисбаланс в полых роторах?
17. Для какой цели при статической балансировке роторов сверлят отверстие в теле ротора со стороны неуравновешенной массы на линии, проходящей через центр масс?
18. Какова физическая суть статического момента массы ротора?
19. Запишите условие, соответствующее полному уравновешиванию ротора
20. Назовите цель уравновешивания вращающихся роторов.
21. Какие параметры являются мерой статической и динамической неуравновешенности ротора?
22. Останется ли жесткий ротор полностью уравновешенным при угловой скорости ω уравновешенным и при скорости $\omega_1 > \omega$?

23. Какой ротор называется гибким?
24. Какая величина называется главным моментом дисбалансов ротора?
25. Как называется ось, проходящая через центр масс ротора?

Рекомендуемая литература

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин, М: Наука, 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов /К. В. Фролов, С. А. Попов и др. под ред. К. В. Фролова.– М: Высш. шк., 1987.– 496 с.
3. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для вузов.– М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990.– 592 с.
4. Гавриленко В. А. Теория механизмов: Учеб. для вузов, – М.: Высш. шк., 1973 – 510 с.

Составители: Георгий Вячеславович Гурьев
 Наталья Геннадьевна Дудкина
 Сергей Юрьевич Кислов

Полное уравнивание вращающихся масс

Методические указания к выполнению лабораторной работы № 9

Темплан 2005 г. Поз. № 82

Подписано в печать 27.04.2005

Формат 60 × 84 1/16. Бумага газетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 0,7.

Тираж 500 экз. Заказ . Бесплатно.

Волгоградский государственный технический университет.

400131 Волгоград, просп. им. В. И. Ленина, 28.

РПК «Политехник»

Волгоградского государственного технического университета.

400131 Волгоград, ул. Советская, 35.