

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

НОВГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ЯРОСЛАВА МУДРОГО

**ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ
ЗВЕНЬЕВ**

Методические указания к лабораторной работе

Великий Новгород
2004

Рецензент

кандидат технических наук, доцент **Н.П. Кузнецов**

Никитин Е.И.

Н28 Динамическая балансировка вращающихся звеньев: Метод. указ. к лабораторной работе по ТММ /Авт. – сост. Никитин Е.И.; НовГУ им. Ярослава Мудрого. - Великий Новгород, 2004. – 18 с.

Рассмотрены теоретические основы статического и динамического уравнивания вращающихся звеньев. Дано описание схемы станка для динамической балансировки. Рассмотрена методика динамической балансировки на станке и методика обработки результатов.

Методические указания предназначены для студентов специальностей 151001 “Технология машиностроения” , 190601 “Автомобили и автомобильное хозяйство” , 110301 “Механизация сельского хозяйства”, 150201 “Машины и технология обработки металлов давлением”, 50502 “Технология и предпринимательство” всех форм обучения.

УДК 621.011

© Новгородский государственный
университет , 2004

© Е. И. Никитин , 2004

ВВЕДЕНИЕ

Многие современные машины и механизмы имеют в своём составе быстро вращающиеся звенья. Вместе с тем неизбежные погрешности их изготовления и неоднородность материала вызывает появление центробежных сил инерции и связанных с ними дополнительных реакций в опорах вращающихся звеньев. По величине они могут достигать значений соизмеримых или даже превосходящих реакции от передаваемых сил. Поэтому вопросы уменьшения центробежных сил инерции, так называемое уравновешивание возникающих по указанным причинам, являются актуальными.

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Ознакомить с методикой динамического уравнивания вращающегося звена типа жёсткого ротора и конструкцией балансировочного станка.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1. Статическая и динамическая неуравновешенности вращающихся звеньев.

Элементарные силы инерции, действующие на вращающееся относительно неподвижной оси звено, можно привести к главному вектору $\vec{\Phi}$ и главному моменту сил инерции $\vec{M}^{\Phi}$. Очевидно, для того, чтобы устранить появление реакций в опорах вращающегося звена от сил инерции, необходимо обеспечить выполнение условий:

$$\vec{\Phi} = 0 \quad (1) \quad \text{и} \quad \vec{M}^{\Phi} = 0 \quad (2)$$

Условие (1) можно выполнить в том случае, если центр масс вращающегося звена будет находиться на его оси вращения. Операция, при которой центр масс звена переводят на ось вращения, называется **СТАТИЧЕСКИМ УРАВНОВЕШИВАНИЕМ** вращающегося звена (или статической балансировкой).

На рис. I показано вращающееся звено, центр масс которого S не лежит на оси вращения O .

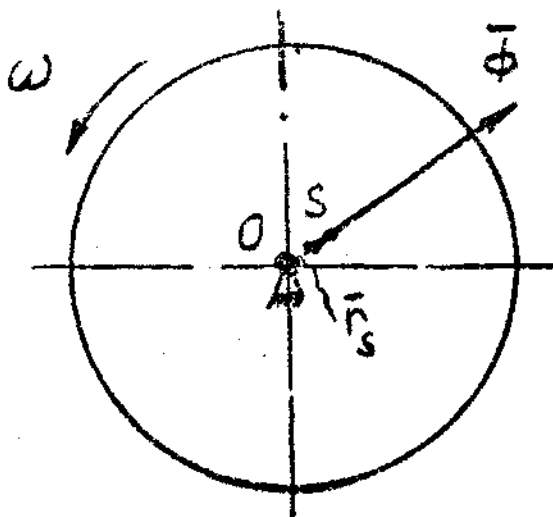


Рис. I

П Причинами этого могут быть неточность изготовления деталей звена, неоднородность материала, неточности сборки, деформации и т.д. При вращении на звено действует центробежная сила инерции

$$\bar{\Phi} = m r_s \omega^2, \quad (3)$$

где m — масса звена, r_s — радиус-вектор центра масс относительно оси вращения, ω — угловая скорость вращения звена.

Мерой статической неуравновешенности звена является статический момент массы звена относительно оси вращения

$$\bar{\Delta} = m \bar{r}_s. \quad (4)$$

Эта величина называется СТАТИЧЕСКИМ ДИСБАЛАНСОМ.

Очевидно, если $\bar{\Delta} = 0$, то и $\bar{\Phi} = 0$ при любой угловой скорости вращения звена.

Для статического уравновешивания, на звено необходимо установить корректирующую массу — m_n (противовес) на расстоянии $\bar{r}_n$ от оси вращения так, чтобы

$$m_n \bar{r}_n = -m \bar{r}_s, \quad (5)$$

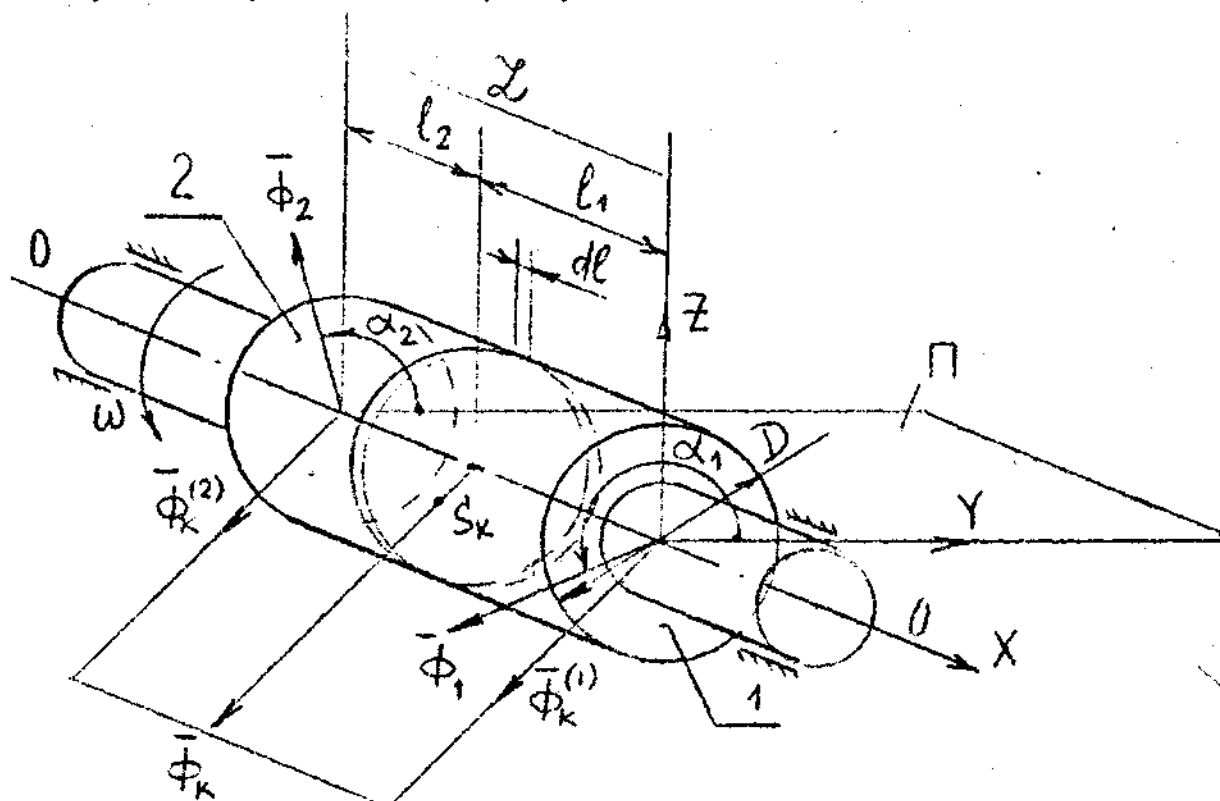
что обусловит равенство центробежных сил противовеса и вращающегося звена. Результирующая сила инерции при этом будет равна нулю. Условие (5) на практике достигается обычно путём проб. Иногда вместо установки противовеса применяют высверливание массы m_n . В этом случае центр удаляемой массы и центр масс звена должны располагаться по одну сторону от оси вращения.

При определении места установки или высверливания массы m_n вращающееся звено устанавливают цапфами опорного вала на два горизонтальных бруса (ножа), верхние кромки которых должны находиться строго в горизонтальной плоскости. При лёгком толчке цапфы неуравновешенного звена катятся до тех пор, пока звено не займёт положение устойчивого равновесия, при котором его центр масс будет в наинизшем положении. На вертикали, проходящей через ось вращения, выше центра диска ближе к его периферии с помощью пластилина крепят добавочный груз. Затем снова прокатывают звено по брускам. Если звено в результате нескольких таких опера-

ций прокатится по всей длине брусков, не останавливаясь, то звено считают статически уравновешенным. Далее определяют статический дисбаланс (в дальнейшем—дисбаланс) добавочного груза и устанавливают противовес с той же стороны и с той же величиной дисбаланса. Естественно, остаточный дисбаланс при этом зависит от длины брусков. Более подробно методика статической балансировки описана, например, в литературе [3].

Статической балансировке подвергаются звенья вращающиеся с небольшой угловой скоростью или имеющие малый размер вдоль оси (диски, зубчатые колёса и т.п.) в сравнении с радиальными размерами.

Для звеньев, у которых длина и диаметр соизмеримы (так называемые роторы), при уравнивании должны быть выполнены оба условия (1) и (2). Рассмотрим рис. 2, на котором изображён такой ротор.



Торцевые плоскости ротора обозначены цифрами 1 и 2. Между этими плоскостями показан бесконечно тонкий диск малой толщины $-dl$. Центр масс его $-S_k$ смещён с оси OO на расстояние r_k . При вращении ротора на бесконечно тонкий диск будет действовать элементарная центробежная сила $\bar{\Phi}_k$. Далее произведём эквивалентную замену этой силы двумя силами, приложенными в плоскостях 1 и 2.

При такой замене составляющие силы $\bar{\Phi}_k$ в плоскости 1

$$\Phi_k^{(1)} = \Phi_k \cdot l_2 / L. \quad (6)$$

Аналогично для составляющей в плоскости 2.

$$\Phi_k^{(2)} = \Phi_k \cdot l_1 / L. \quad (7)$$

При $dl \rightarrow 0$ будем иметь бесконечное число тонких дисков. Соответственно в плоскостях торцев $-$ плоские системы составляющих центробежных сил, которые можно привести к равнодействующим.

В плоскости 1

$$\bar{\Phi}_1 = \sum_{k=1}^{\infty} \bar{\Phi}_k^{(1)}. \quad (8)$$

Аналогично в плоскости 2

$$\bar{\Phi}_2 = \sum_{k=1}^{\infty} \bar{\Phi}_k^{(2)} \quad (9)$$

Введём декартову систему координат XYZ , жёстко связанную с ротором, так чтобы её ось X располагалась по оси вращения ротора. При этом плоскости торцев 1 и 2 будут параллельны плоскости осей YZ . Ориентация равнодействующих $\bar{\Phi}_1$ и $\bar{\Phi}_2$ определяется углами α_1 и α_2 , отсчитываемых против часовой стрелки от направлений, параллельных оси Y . Очевидно также, что линии действия $\bar{\Phi}_1$ и $\bar{\Phi}_2$ на основании выражений (8) и (9) пройдут через ось вращения OO и поскольку ротор абсолютно жёсткий, то точку приложения равнодействующих перенесём на ось.

Таким образом, с помощью рисунка 2 показано, что в общем случае система произвольно расположенных элементарных сил инерции может быть приведена к паре скрещивающихся центробежных сил $\bar{\Phi}_1$ и $\bar{\Phi}_2$ (очевидно, при этом в общем случае

$$\bar{\Phi}_1 + \bar{\Phi}_2 \neq 0 \text{ и } \bar{M}^{\Phi} \neq 0).$$

Операцию по выполнению

Операцию по выполнению условий (I) и (2) называют ДИНАМИЧЕСКИМ УРАВНОВЕШИВАНИЕМ вращающегося звена (или ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКОЙ).

Поскольку системы векторов $(\bar{\Phi}, \bar{M}^{\Phi})$ и $(\bar{\Phi}_1, \bar{\Phi}_2)$ эквивалентны, то вместо условий (I) и (2) можно выполнить путём установки 2^X противовесов в плоскости I и 2 так, чтобы выполнялись условия

$$\bar{\Phi}_{n1} = -\bar{\Phi}_1 \quad ; \quad \bar{\Phi}_{n2} = -\bar{\Phi}_2 \quad , \quad (IO)$$

где $\bar{\Phi}_{n1}, \bar{\Phi}_{n2}$ - центробежные силы инерции, действующие соответственно на противовесы в I-ой и 2-ой плоскостях. Плоскости установки противовесов назовём в дальнейшем плоскостями исправления. Очевидно, вместо условий (IO) путём деления обеих их частей на ω^2 можно получить следующие условия для дисбалансов:

$$\bar{\Delta}_{n1} = -\Delta_1 \quad ; \quad \bar{\Delta}_{n2} = -\Delta_2 \quad (II)$$

Таким образом, условно говоря динамическое уравновешивание ротора сводится к двум статическим в двух плоскостях исправлениям.

2.2. Принципиальная схема балансировочного станка.

Для определения параметров противовесов в плоскостях I и 2 ротора используются балансировочные станки. Рассмотрим балансировочный станок, в конструкции которого реализован метод балансировки инж. Шитикова. Кинематическая схема станка показана на рис.3.

Балансировочный станок имеет специальный ротор I, который вместе со своим валом установлен на двух шарикоподшипниковых опорах в люльку 2. Для увеличения динамической неуравновешенности ротора в его правый торец ввёрнут болт 3.

Для установки противовесов и используемых в данном методе балансировки добавочных грузов служат хорошо статически отбалансированные диски 4. Таким образом, диски являются искусственно созданными плоскостями исправления, в которых располагаются вектора $\bar{\Phi}_2$ (левый диск) и $\bar{\Phi}_1$ (правый диск). Диски имеют возможность поворота относительно вала ротора.

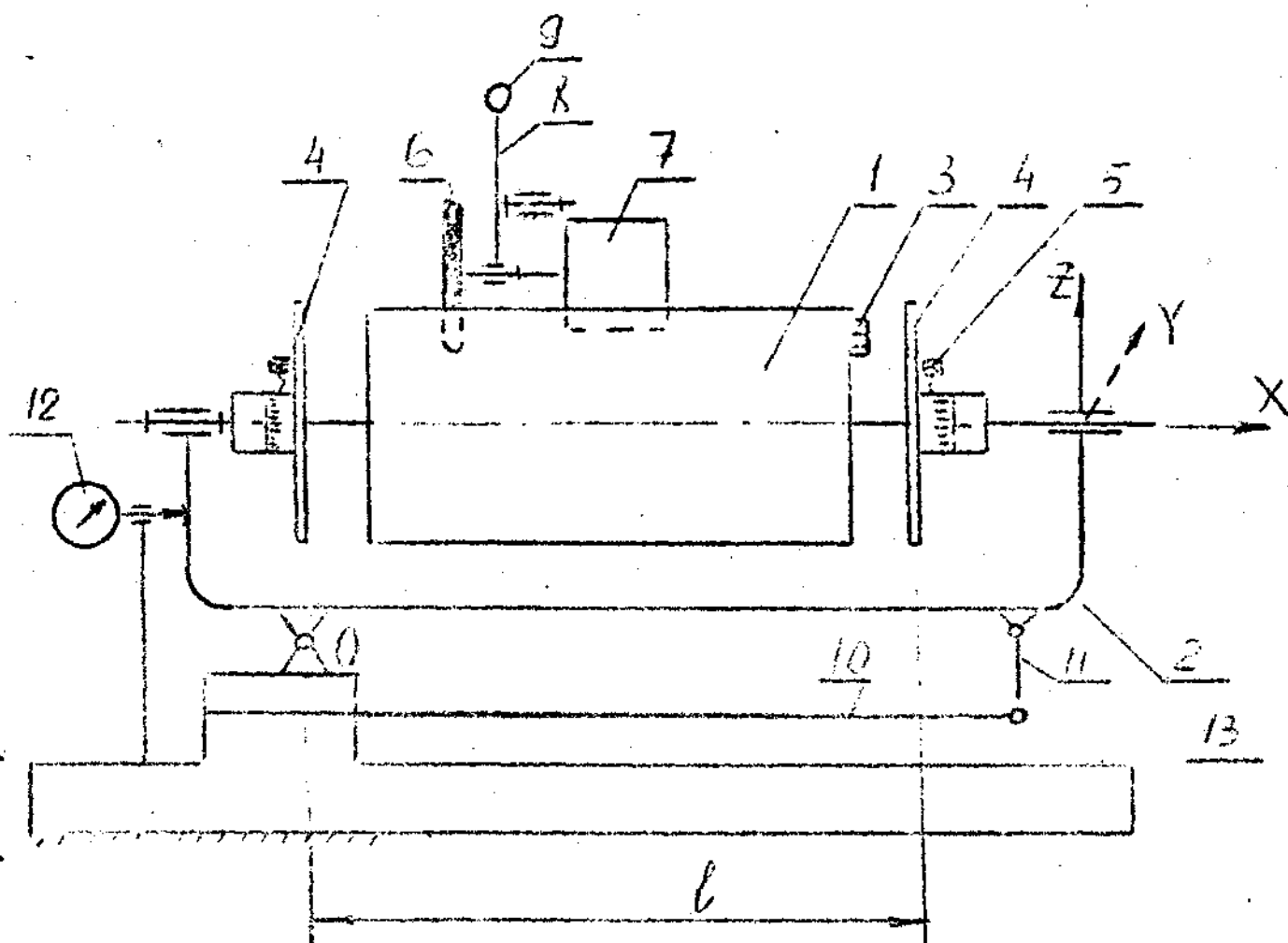


Рис. 3

Угол их поворота фиксируется по градуированной шкале. Положение повернутого диска фиксируется винтом 5. Каждый диск имеет два диаметрально противоположных радиальных паза с расположенными вдоль них миллиметровыми шкалами. Таким образом можно менять радиус установки добавочных грузов и противовесов.

Разгон ротора осуществляется фрикционным колесом 6, сидящим на валу электродвигателя 7. Электродвигатель закреплён на качающемся рычаге 8. При нажатии на рукоятку 9 рычаг 8 нажимает на кнопку пуска двигателя, при этом прежде на основании 13 станка должен быть включен тумблер Вкл". Двигатель начинает разгоняться и при дальнейшем ходе качающегося рычага фрикционное колесо приходит в соприкосновение с периферией ротора и разгоняет его.

При разгоне ротора люлька 2 начинает колебаться относительно оси 0. Необходимо обратить внимание, что ротор устанавливается в люльку так, чтобы плоскость симметрии левого диска 4 проходила через ось 0. При этом, сила инерции $\bar{\Phi}_2$ не создаст момента относительно оси 0. На колеблющуюся систему люлька-ротор будет действовать вынуждающий момент, создаваемый силой $\bar{\Phi}_1$, действующей в плоскости правого диска 4. Люлька подпружинена упругим консольным стержнем, крупного сечения имеющим заделку на левом конце. Правый конец через серьгу II соединён с люлькой. При отклонении люльки от горизонтального положения на неё со стороны упругодеформированного стержня действует сила.

Колебания люльки фиксируются индикатором I2, с ценой деления 0,001мм. Индикатор фиксирует максимальную амплитуду колебаний. Горизонтальное положение неподвижной люльки регулируется четырьмя опорными винтами, расположенными по углам прямоугольного основания I3 по уровню, расположенному на люльке (винты и уровень на рис. 3 не показаны).

Для балансировки используется специальный набор грузиков массой 10, 20 и 30 грамм.

2.3. Методика динамической балансировки и обработка результатов

При балансировке на станке фиксируются резонансные амплитуды на выбеге ротора, когда фрикционное колесо с двигателем отведено от ротора. При этом угловая скорость ротора медленно уменьшается и резонанс в упругой системе с одной степенью свободы хорошо наблюдаем. Напомним, что в такой системе резонанс наблюдается при частоте возбуждения (т.е. при ω - угловой скорости ротора) равной собственной частоте колебаний подпружиненной люльки с ротором - ρ , которая для данного станка постоянна.

Естественно, что ротор при этом должен раскручиваться до угловой скорости ω несколько большей ρ . При разгоне ротора также проходит область резонанса, что можно заметить по резкому ^{изменению амплитуды} уменьшению колебаний люльки. Однако, в результате быстрого нарастания ω зона резонанса проходит быстро и резонансные колебания не успевают развиваться.

На рис. 4 изображена сила $\bar{\Phi}_1$, действующая в плоскости

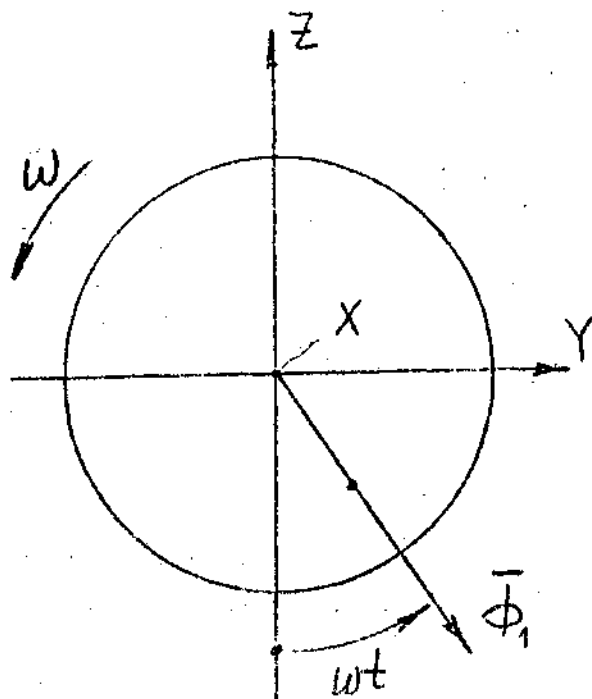


Рис. 4

Её вертикальная составляющая $\Phi_1 \cos \omega t$ относительно оси 0 люльки создаёт вынуждающий момент

$$M^{\Phi_1} = \Phi_1 \ell \cos \omega t, \quad (12)$$

изменяющийся с частотой ω . В начале выбега $\omega > \rho$. Под действием сопротивлений трения в подшипниках, трения 0 воздух и т.д. скорость вращения ротора ω будет убывать. В момент когда ω сравняется с ρ , амплитуда колебаний люльки будет наибольшей.

Из теории колебаний известно, что при резонансе амплитуда вынужденных колебаний пропорциональна амплитуде вынуждающего момента

$$A_1 = K(M^{\Phi_1})_{\max} = K\Phi_1 \ell = \gamma \Phi_1 = \gamma \omega^2 \Delta_1 = \mu \Delta_1 \quad (13)$$

где μ - коэффициент, зависящий от параметров установки. Из выражения (13) следует, что она также пропорциональна величине неуравновешенной силы инерции в плоскости исправления I, появляющейся вследствие дисбаланса в плоскости I.

Амплитуда полученная при первом раскручивании ротора обозначена - A_1 . Согласно выражению (13) величину дисбаланса Δ_1 можно опре-

делить, если известен коэффициент μ . Для его определения используют два добавочных пуска ротора. В первом из них в прорезь правого диска устанавливают произвольный добавочный груз m_r на некотором расстоянии от оси вращения r_r (фиксируется по шкале прорези). При этом пуске амплитуда

$$A_2 = \mu \Delta_2, \quad (14)$$

где Δ_2 - дисбаланс, при первом добавочном пуске определяется из векторного равенства

$$\bar{\Delta}_2 = \bar{\Delta}_1 + \bar{\Delta}_r \quad (15)$$

где $\bar{\Delta}_r$ - дисбаланс добавочного груза по величине

$$\Delta_r = m_r r_r. \quad (16)$$

Перед вторым добавочным пуском диск с установленным добавочным грузом поворачивается на 180° и в этом положении фиксируется винтами. В результате пуска определяется амплитуда

$$A_3 = \mu \Delta_3, \quad (17)$$

$$\text{где } \bar{\Delta}_3 = \bar{\Delta}_1 + (-\bar{\Delta}_r). \quad (18)$$

На рис. 5 поясняется суммирование дисбалансов при добавочных пусках согласно выражениям (15) и (18). При этом ось Y проходит через деление 0° шкалы поворотного диска. Угол неизвестен.

Поскольку параллелограммы на рис. 5а и 5б равны их можно совместить, что показано на рис. 6

Для линейной колебательной системы фазовый сдвиг между вынуждающим моментом и вызванными им колебаниями постоянен, поэтому относительное расположение векторов амплитуд при 3-х пусках будет таким же как и на рис. 6. При этом параллелограмм амплитуд на рис. 7 будет подобен параллелограмму на рис. 6 с коэффициентом подобия - μ .

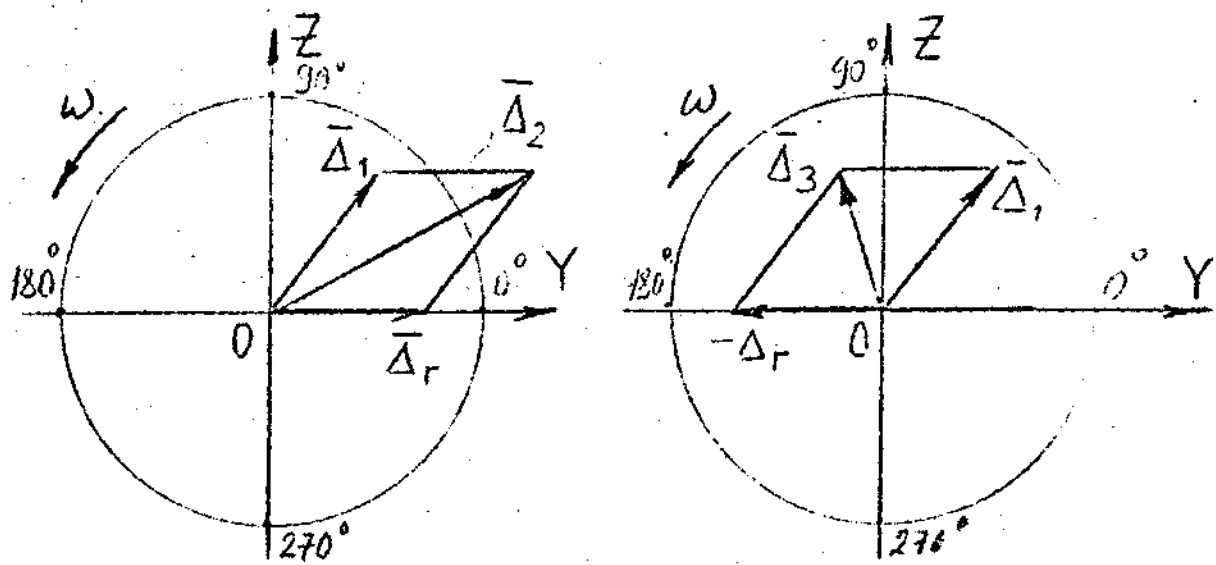


Рис. 5

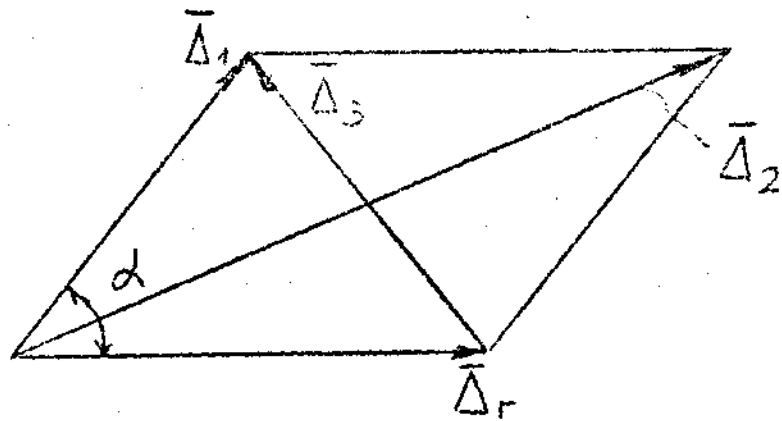
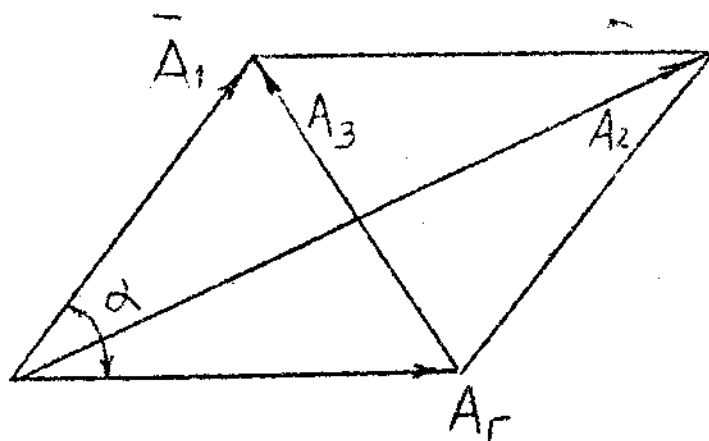


Рис. 6



Согласно теореме о связи между длинами сторон и диагоналей параллелограмма

$$A_r = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2}{2}} \quad (19)$$

Далее по известному значению дисбаланса добавочного груза Δ_r (формула (16) определяем коэффициент пропорциональности согласно выражению (13)

$$\mu = \frac{A_r}{\Delta_r} = \frac{A_r}{m_r r_r} \quad (20)$$

Дисбаланс в плоскости правого диска

$$\Delta_1 = \frac{A_1}{\mu} \quad (21)$$

Очевидно величина дисбаланса противовеса

$$\Delta_n = \Delta_1 \quad (22)$$

Далее, выбрав массу противовеса m_n из набора в 10, 20, или 30 грамм, определяют

$$r_n = \frac{\Delta_n}{m_n} = \frac{\Delta_1}{m_n} \quad (23)$$

При этом, если r_n будет лежать в диапазоне (40 + 80) мм, то на этом выбор массы противовеса закончен.

Для определения направления установки противовеса в соответствии с рис. 7, используя теорему косинусов, определяем

$$\cos \alpha = \frac{A_1^2 + A_r^2 - A_3^2}{2 A_1 A_r} \quad (24)$$

где α - угол, определяющий положение вектора силы инерции $\vec{\Phi}_1$ относительно 0° шкалы поворотного диска, через который проходит ось Y .

Поскольку значению правой части выражения (24) соответствуют два угла: 1) $+\alpha$ и 2) $-\alpha$, то после установки противовеса массой m_n и радиусом установки r_n правый диск устанавливают на угол

$$\varphi^{(1)} = 180^\circ + \alpha \quad (25)$$

Если колебания ротора не прекратятся, то диск следует развернуть на угол

$$\alpha_n^{(2)} = 180^\circ - \alpha.$$

Внимание: При установке противовеса, его следует устанавливать в ту же прорезь диска, что и добавочный груз.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

3.1. Подготовка установки

1. Проверить наличие контакта опор ротора на столе.
2. Привести люльку в горизонтальное положение с помощью опорных винтов и сферических уровней.
3. Установить лимбы балансировочных дисков на нуль и закрепить их винтами.
4. Привести шток индикатора в соприкосновение с контактным винтом люльки.
5. Установить нулевую стрелку индикатора на 1 мм.
6. Подвести нуль шкалы индикатора к стрелке, показывающей тысячные доли миллиметра.
7. Лёгким постукиванием по штоку индикатора убедиться, что шток имеет соприкосновение с контактным винтом люльки и стрелка, показывающая тысячные доли, заняла положение "нуль".
8. Включить станок переводом тумблера на основании станка в положение "Вкл." Плавным нажатием сверху вниз до упора на рычаг с электродвигателем, последний подключается к сети, и приходит во вращение.

9.

3.2. Балансировка ротора

1. После нажатия рычага фрикционный ролик на валу ротора электродвигателя, соприкасаясь с балансируемым ротором, раскручивает его. После перехода через резонанс и значительного уменьшения амплитуды колебаний люльки отпускают рычаг двигателя. Ротор осуществляет свободный выбег. На выбеге амплитуда резонансных колебаний достигает значительной величины и фиксируется по индикатору (амплитуда A_1).

2. В один из пазов правого балансировочного диска уста-

... балансирующей массой m на

расстоянии r_r (вдоль паза имеется шкала). Повторяются операции предыдущего пункта. В результате с индикатора считываем показание резонансной амплитуды A_2 .

3. Освободив фиксирующий винт балансировочного диска, разворачиваем его на 180° , используя его градуированную шкалу. Закручиваем фиксирующие винты. Повторив операции п. 1, считываем амплитуду A_3 .

4. Располагая амплитудами A_1, A_2, A_3 , расчётным путём определяем последовательно $A_r, \mu, \Delta_n = A_1, \alpha$. Методом подбора с учётом того, что массы грузов фиксированы $m_n = 10г, m_n = 20г, m_n = 30г$, а радиус их установки в пределах $40 \div 80 мм$, определяем m_n и соответствующее r_n . Угол установки противовеса $\alpha_n^{(1)} = 180^\circ + \alpha$, либо $\alpha_n^{(2)} = 180^\circ - \alpha$.

5. В паз балансировочного диска, где был установлен груз массой m_r устанавливаем m_n на расстоянии r_n . Освободив фиксирующий винт балансировочного диска, устанавливаем его в положение, соответствующее углу $\alpha_n^{(1)}$. Раскручиваем ротор, повторив операции п. 1. Если колебаний люльки нет, либо они весьма малы то балансировка в плоскости правого диска считается произведённой. В противном случае балансировочный диск устанавливается в положение соответствующее углу $\alpha_n^{(2)}$ и производится раскрутка ротора. Если все операции произведены правильно, то колебания должны быть весьма малы.

6. Переустанавливают ротор. При этом балансировочные диски меняются местами. Плоскость балансировочного диска с установленным противовесом должна проходить через ось качения люльки станка. Затем повторяются п.п. 1 + 5 данного подраздела. После установки противовесов для второго балансировочного диска и его установки на соответствующий угол динамическую балансировку можно считать полностью законченной. (Обычно при проведении работы, из-за затрат времени п. 6 не выполняют.)

4. ТРЕБОВАНИЯ К ОТЧЕТУ

1. Указать цель работы
2. Изобразить кинематическую схему балансировочного станка.
3. Привести таблицу измерений амплитуд колебаний люльки станка при 3-х пусках.

4. Согласно ф. (19), (20), (21), (22), (23), (24) определить параметры установки противовесов.

5. ТРЕБОВАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ.

1. Работа на балансировочном станке должна производиться в присутствии преподавателя.
2. **ВНИМАНИЕ!** При работе балансировочного станка запрещается находиться в плоскости балансировочного диска с установленным грузом.

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.

1. Что называется статическим уравниванием вращающегося звена?
2. Что называется динамическим уравниванием вращающегося звена?
3. Что называется статическим дисбалансом?
4. Назовите причины статической и динамической неуравновешенности вращающихся звеньев.
5. Опишите устройство и принцип работы балансировочного станка инж. Шитикова.
6. Опишите методику определения параметров противовеса.
7. Почему амплитуда резонансных колебаний лопухи станка с ротором определяется при выбеге?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1975
2. Левитская О.Н., Левитский Н.И., Курс теории механизмов и машин М.: Высш. шк., 1985.
3. Первицкий Д.Д. Расчёт и конструирование точных механизмов. Л.: Машиностроение, 1976.

ОГЛАВЛЕНИЕ.

Введение-----	/ 3
1. Цель работы-----	4
2. Основные теоретические положения-----	4
2.1. Статическая и динамическая неуравновешенность вращающихся звеньев-----	4
2.2. Принципиальная схема балансировочного станка---	8
2.3. Методика динамической балансировки и обработки результатов-----	10
3. Порядок выполнения работы-----	15
3.1. Подготовка установки-----	15
3.2. Балансировка ротора-----	15
4. Требования к отчёту-----	16
5. Требования по технике безопасности-----	17
6. Контрольные вопросы-----	17
7. Библиографический список-----	17