

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ТЕКСТИЛЬНОЙ И ЛЕГКОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

УДК 677.1.052.2

БЕРДИЕВА ЛОЛА ХУДОЙНАЗАРОВНА

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ СЕСТЕМЫ
БАЛАНСИРОВКИ ДЖИННЫХ - ЛИНТЕРНЫХ ВАЛОВ

Специальность: 5А520701-«Ремонт и сервисное обслуживание
текстильных машин»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание академической
степени магистра

Научный руководитель:
к.т.н., доц. Бабаджанов С.Х.

«__» _____ 2012 г.

Ташкент - 2012

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ БАЛАНСИРОВОЧНЫХ СТАНКОВ.....	10
1.1. Балансировка вращающихся деталей машин.....	10
1.2. О классификации балансировочных станков применяемых для крупно габаритных деталей.....	14
1.3. Станки для статической и динамической балансировки.....	20
1.4. Технические характеристики станков балансировки.....	26
1.4.1. Балансировка деталей в режиме круговой вибрации.....	26
1.4.2. Пути повышения качества балансировки роторов.....	28
1.4.3 Станки для динамической балансировки деталей общего назначения.....	35
ГЛАВА 2. ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА.....	51
2.1. Теоретические условия уравнивания.....	51
2.2. Теоретические предпосылки балансировки джидных и линтерных валов.....	58
2.3. Статическая балансировка.....	63
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ БАЛАНСИРОВКИ ВАЛОВ.....	67
3.1. Электрическая схема измерительной установки.....	67
3.2. Пьезодатчик повышенной чувствительности для измерения колебаний.....	70
3.3. Порядок проведения балансировочных работ при сервисном обслуживании джидных и линтерны валов.....	75
3.4. Расчет экономические эффективности от внедрения балансировочного станка.....	81
ВЫВОДЫ.....	86

ЛИТЕРАТУРА.....	87
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	91

ВЕДЕНИЕ

В настоящее время неуклонно в ощущаемой степени возрастают авторитет и позиции Узбекистана на международной арене. В своем докладе 21 января 2011 года на заседании Кабинета Министров Республики Узбекистан, посвященном итогам социально-экономического развития Республики в 2010 году важнейшим приоритетам экономической программы на 2011 год, Президент И. Каримов отметил [1]: «Оценивая итоги 2010 года необходимо отметить устойчивость стабильно высоких темпов роста и макроэкономическую сбалансированность экономики нашей страны.

По плану развития оказания сервисных услуг и усовершенствования мероприятий в 2010 году расходы составили 31,8 триллионов сум и по сравнению с 2009 годом выросли на 113,4 процента. Применительно по предприятиям рост услуг на 2011 составил выпуск валовой продукции на 50,5 процентов. В докладах И.Каримова [2] в отчетном собрании отмечено, что 2012 году намечается переход на новую ступень развития.

В последнее время в республике выполнено очень много работ по модернизации технологического процесса в производстве для выработки хлопка волокна и усовершенствованы и механизированы трудоемкие процессы, требующие большой затраты ручного труда. В сфере уменьшения себестоимости продукции в частности хлопка волокна применяются новые технологии и техника.

В ряде случаев это достигается при правильной организации сервисного обслуживания машин.

От технического состояния машин первичной обработки хлопка во многом зависит производительность труда и качество выпускаемой продукции, а также технологическая надёжность основных рабочих органов, таких как колосники и зубчатые пилы.

Современные машины требуют тщательного ухода за ними и своевременного обслуживания основных рабочих элементов.

Производительность джинов, линтеров и качество перерабатываемого волокна зависит от состояния пыльно - колосниковой системы машин. Во время работы некоторые элементы пыльных цилиндров этих машин естественно стареют, повреждаются, ухудшаются их показатели и требуется сервисное обслуживание.

В связи с этим, в пило - ремонтном отделении производят отбор, по качеству и диаметру пилы, производят насечку и заточку зубов, закалку и шлифовку зубьев пил, в джинном и линтерном цехе выполняется ремонт и сборочные работы колосниковой решетки.

При сервисном обслуживании, после замены пил, пыльный цилиндр собирается и подвергается статической и динамической балансировке, затем устанавливается в машину.

Если джинные и линтерные валы не проверяются на динамическую уравновешенность, во время работы увеличивается шумность и вибрация, в результате пилы в пыльном цилиндре изнашиваются и ломаются. При сильной вибрации не только пилы, но и другие детали тоже быстро изнашиваются и выходят из строя.

Для предотвращения шума, вибрации и поломки деталей пыльных цилиндров джинных и линтерных машин, надо проверять их на специальных установках и подвергать их балансировке, что является основной задачей при оказании сервисных услуг.

Актуальность проблемы. С ростом производительности машин рабочие скорости основных элементов возрастают, что в свою очередь требует тщательной динамической уравновешенности и балансировки на высоких рабочих скоростях.

В производственных условиях усложнена динамическая балансировка рабочих органов, в связи с этим необходимо разработать устройство позволяющее выполнить ряд технологических операций при балансировке. Устройство для определения динамических характеристик джинных и линтерных валов позволяет производить исследование тяжело нагруженных валов в рабочем режиме и измерять неуравновешенность валов и дисбаланс, что позволит ускорить процесс наладки и сборки джинных и линтерных валов.

Цель исследования. Целью данной диссертационной работы, является разработка новой технологии и конструкцию балансировочного станка для балансировки джинных и линтерных валов в производственных условиях.

Проведение всесторонних исследований в области балансировки вращающихся валов, применительно к машинам хлопкоочистительных машин. Разработка технологии и системы расчетов балансировочного устройства, техники измерения и диагностики параметров технологических систем.

Задачей исследования является: В практике существуют и применяются множество методов измерения динамической неуравновешенности роторов и вращающейся элементов, но эти методы не дают полной оценки по приемлемости их применения при изучении динамики джинных линтерных валов.

В связи с этим перед нами стоит задача:

1. найти допустимый метод расчета системы балансировки.
2. разработать методику и устройство применительно к валам хлопкоочистительных машин.
3. разработать приборы и методику исследований для создания балансировочного станка.
4. разработать методику балансировки валов.

Практическая ценность. В работе приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований и разработки по балансировочным станкам для машин хлопка.

Разработаны технические требования и комплекс, который представляет собой измерительное устройство для динамической балансировки вращающихся органов хлопкоочистительных машин в рабочем состоянии, и определять допускаемый дисбаланс для последующей балансировки. На основании стендовых исследований изготовлено и смонтировано установка, позволяющая проведение балансировки валов.

Объект исследования: Объектом исследований являлось технология балансировки тяжело нагруженных валов хлопкоочистительных машин и методика проведения балансировки валов на установке.

Недостатком аналогов является неприемлемость метода измерения и способа обработки информации.

В большинстве случаев, применяемые методы и приборы разработанные для конкретных элементов в виде стендов и устройств балансировки, их точность измерения и диапазон не позволяют получения требуемой точности динамической уравновешенности валов, связаны с большими затратами времени, что требует проведения исследований.

Общая методика исследований: Задачи, поставленные в диссертационной работе, решались проведением комплексных исследований, анализом и обобщением полученных результатов и их экспериментальной проверкой.

Для исследования динамики валов были использованы теории математического моделирования процесса, статистика, методика проведения экспериментальных исследований и др.

При исследовании джинных и линтерных валов применялась теория прочности материалов.

Экспериментальная проверка проводилась с применением современных технических средств измерения. Решение дифференциальных уравнений расчета балансировки валов выполнялась с применением ЭВМ.

Научная новизна: В работе впервые выполнен анализ технологии балансировки джинных и линтенрных валов в производственных условиях.

Разработана обобщенная методика расчета технологических параметров балансировки и разработана установка для балансировки валов и схожих рабочих элементов хлопкоочистительных машин.

Сформулирована обобщенная методика расчета с применением ЭВМ.

Практическая ценность работы: В работе приведены результаты теоретических и экспериментальных разработок процесса балансировки вала, которые представляют большой научный и практический интерес для работников проектных организаций и инженеров хлопкоочистительных машин.

На основании полученных результатов разработана методика расчета и проектирования балансировочного устройства для использования в производственных условиях. Методика позволяет быстро и с достаточной точностью рассчитать конструктивные и силовые параметры механизмов балансировки и технологические параметры системы.

На основании стендовых исследований разработана технология и рабочий проект устройства для исследования технологии балансировки рабочих органов машин.

Экономия от внедрения составила свыше 17650000 сум на предприятии за год.

Результаты проведенных исследований используются в учебном процессе ТИТЛП на кафедре ТМЖ при чтении курса динамика машин и ТМХЛ.

Апробация работы: Основные положения работы докладывались:

1. На Международных научных конференциях 25-26 октября 2011 г.
2. На Республиканских научно практических конференциях 23-24-ноября 2011 г.
3. На заседании кафедры МАП.
4. Доложены на конференции инновационно-корпоративных содружеств предприятий. 19.03.2012 г.
5. Полученные результаты НИР выставлены на выставке «Инновацион гоьлар, лоихаларн ва технологиялар» 03-05 май 2012г.
6. По материалам диссертационной работы опубликовано 5 статей.

Структура и объем диссертации: Диссертация содержит введение, аналитический обзор, три главы, заключение, список использованной литературы из 47 наименований и приложения. Общий объем работы составляет 106 страниц, включая 35 рисунков и 3 таблицы.

ГЛАВА 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ БАЛАНСИРОВОЧНЫХ СТАНКОВ.

1.1. БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.

Статическая и динамическая неуравновешенность деталей.

Быстровращающиеся детали в машинах должны быть сбалансированы, так как в противном случае они создают вибрации.

Несбалансированность, называемая иногда неуравновешенностью, бывает статическая и динамическая. Деталь динамически уравновешенная будет и статически уравновешена. На рис. 1.1,а показана деталь статически неуравновешенная, так как центр тяжести ее P не совпадает с осью детали, а находится на расстоянии K . Такое тело, установленное на призмы, стремится повернуться так, чтобы центр тяжести его переместился в нижнее положение. На рис. 1.1,б показана схема детали статически уравновешенной с помощью дополнительных нагрузок P_1 и P_2 , размещенных на расстояниях K_1 и K_2 .

Динамическую неуравновешенность можно обнаружить лишь при вращении детали [6] ввиду возникновения пары сил P (рис. 1.1,в), действующих на расстоянии e и создающих на опорах силы, направленные в разные стороны. На рис. 1.1,в видно, что e с приближением расстояния l к нулю динамическая неуравновешенность уменьшается, также приближаясь к нулю. Поэтому детали типа шкивов и маховиков обычно подвергаются только статической балансировке, так как у них величина l мала; динамическая балансировка таких деталей не производится.

На рис.1.1,г показана схема действия сил P_0, P_1, P_2, P_3 . динамически уравновешивающих деталь (l_1 и l_2 - плечи действия сил).

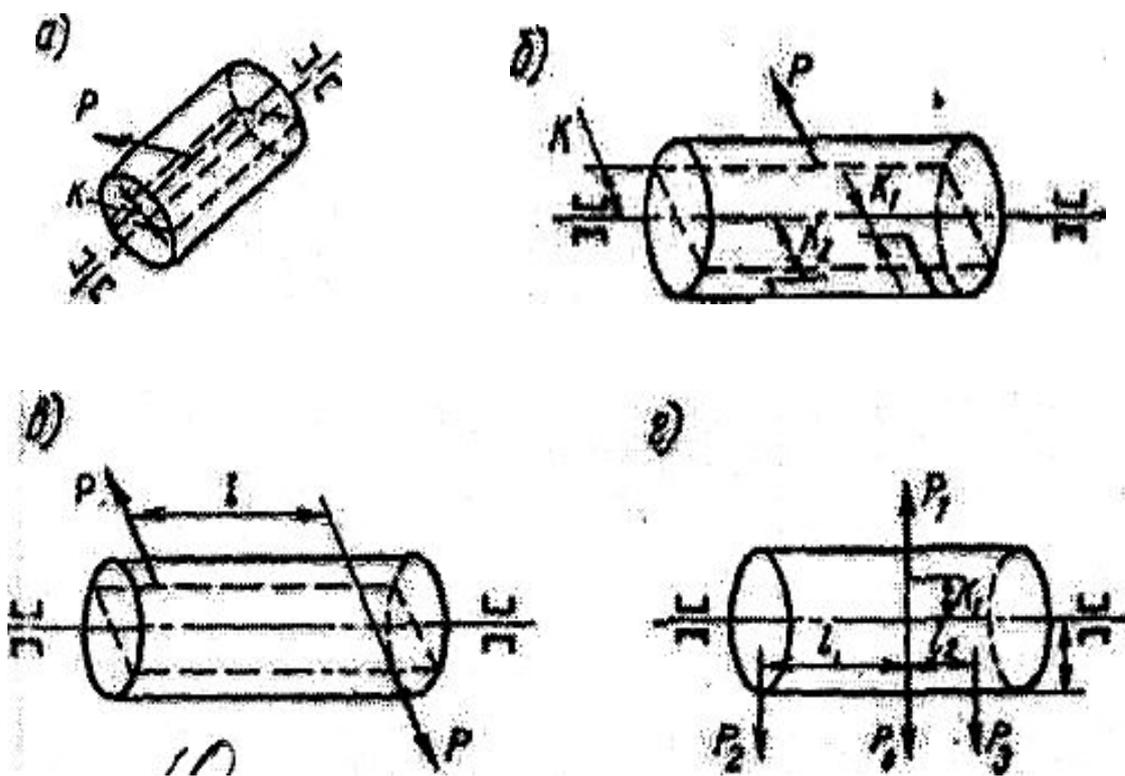


Рис .1.1. статическая и динамическая балансировка:

- а - статически неуравновешенная деталь; б – статически уравновешенная деталь; в – динамически неуравновешенная деталь; г - динамически уравновешенная деталь.

Детали, у которых величина l может достигать значительных размеров (например, коленчатые валы автомобильных и тракторных двигателей), должны подвергаться динамической балансировке. Чем больше число оборотов детали, тем в большей степени сказывается влияние динамической неуравновешенности.

Как статическая, так и динамическая неуравновешенность устраняется добавлением груза или, наоборот, удалением части металла, путём высверливания, фрезерования и т.д.

Вследствие неточности изготовления и сборки, а также неоднородности материала, в большинстве случаев барабаны неуравновешенны, что при их значительном весе и больших угловых

скоростях может вызвать не только дополнительные вредные нагрузки на подшипники, но и вибрации всего очистителя, а это приводит к преждевременному износу и поломкам.

Для полного уравнивания барабана необходимо соблюдение условия статического уравнивания [2], когда центр тяжести барабана находится на оси его вращения, и условия динамического уравнивания - когда ось вращения барабана является также главной центральной осью его инерции.

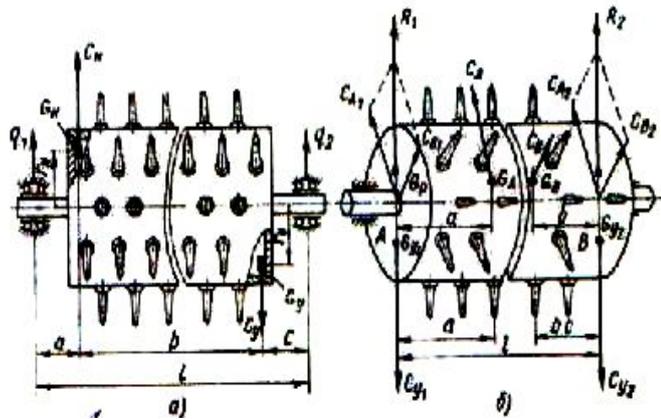


Рис.1.2. Схема неуравновешенности колково - планчатого барабана.

Главными центральными осями вращающегося барабана считаются, совпадающие с осями, проходящими через центр тяжести барабана и обладающими такими свойствами при которых центральные моменты инерционных сил барабана относительно их равны нулю.

Динамически уравниваний барабан одновременно является и статически уравниженным.

На рис.1.2,а показан барабан, у которого с одной стороны имеется неуравновешенная масса $\frac{G_n}{g}$, вызывающая при вращении неуравновешенную центробежную силу

$$G_H = \frac{G_n}{g} r_H \omega^2, \quad (1.1.)$$

где $-\frac{G_n}{g}$ неуравновешенная масса;

r_n - радиус вращения неуравновешенной массы;

ω -угловая скорость барабана.

Неуравновешенная центробежная сила вызывает дополнительные вредные нагрузки на подшипники.

Закреплённый на другом торце уравновешивающий груз S_y на расстоянии Γ от оси вращения подобран так, что центр тяжести барабана совпадает с осью его вращения, т.е. соблюдено условие статического уравновешивания барабана. В этом случае моменты грузов O и O_n относительно оси вращения равны между собой, и можно записать

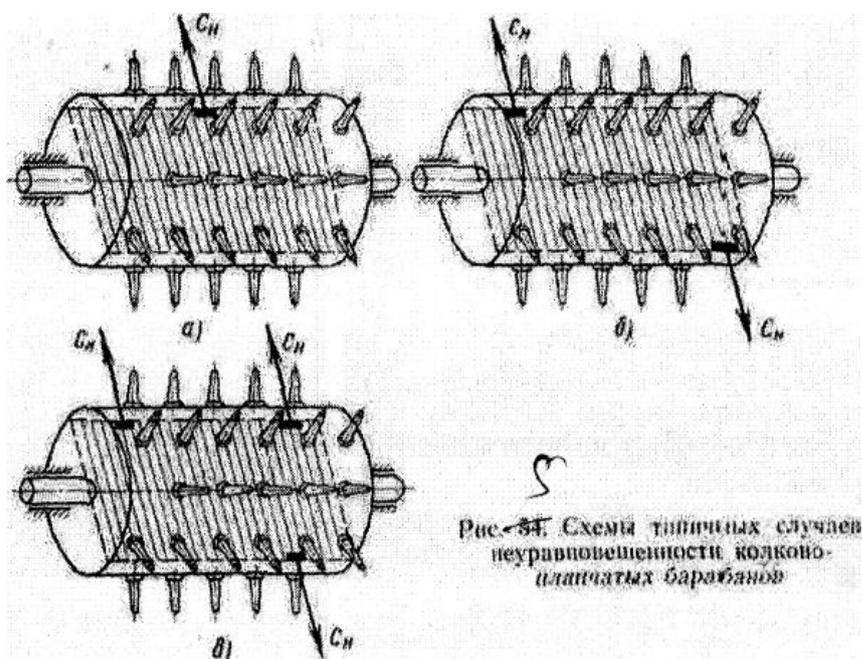


Рис.1.3. Схема типичных случаев неуравновешенности колково-планчатых барабанов.

Центр тяжести находится на оси вращения (рис.1.3.б) и барабан является статически уравновешенным, но при вращении возникает пара центробежных сил, которая вращается вместе с барабаном и вызывает колебания опор. Такая неуравновешенность называется динамической, так

как положение и величина неуравновешенных масс могут быть определены только при вращении барабана.

Имеет место статическая и динамическая неуравновешенность. Такую неуравновешенность называют смешанной. У барабанов со смешанной неуравновешенностью в статическом состоянии можно выявить и устранить только статическую часть неуравновешенности, или смешанную неуравновешенность - динамической балансировкой.

Допускаемую неуравновешенную центробежную силу по установившейся практике проектирования принимают в долях от силы тяжести деталей G_e , нагружающих опоры барабана.

1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ БАЛАНСИРОВОЧНЫХ СТАНКОВ.

В настоящее время балансировочные станки классифицируют [3], как известно, по различным признакам, которыми обладает механическая система станка. Поэтому по классу станка нельзя судить о достоинствах его измерительного устройства, привода или исполнительного органа. Это обстоятельство затрудняет не только кодирование станка, но и выбор типа станка для выполнения заданного технологического процесса.

Ниже приведена комплексная классификация балансировочных станков, характеризующая все его основные компоненты. Современный балансировочный станок для динамической балансировки роторов имеет в общем случае (рис.1.4.):

- механическую систему с n степенями свободы;
- приводное устройство, задающее частоту вращения ротору во время балансировочного процесса;

- измерительное устройство, позволяющее определить величину и угол дисбаланса в плоскостях коррекции;
- исполнительный орган, устраняющий дисбалансы в плоскостях коррекции.

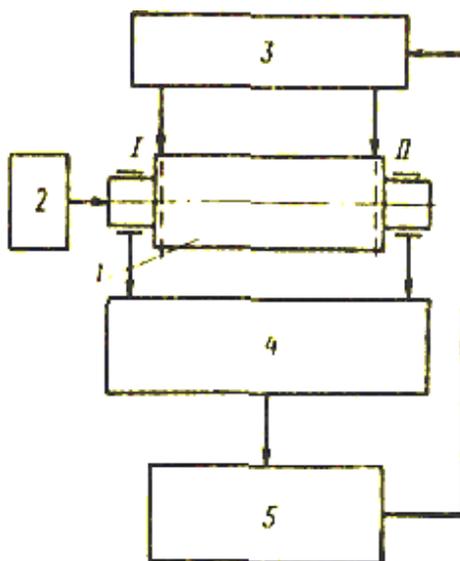


Рис 1.4. Схема балансирующего станка.

Механическая система балансирующего станка имеет в качестве основных элементов станину станка и опоры для установки ротора. В зависимости от массы m ротора станки делятся на серии: легкая (Л) - $m < 10$ кг; средняя (С) - $10 < m < 1000$ кг; тяжелая (Т) - $m > 1000$ кг.

Наиболее полным классификационным признаком механических систем является число степеней свободы ротора, которые, он имеет во время балансирующего процесса.

Так как ротор имеет от одной до семи (координата в координате) степеней свободы, то всего получается VII классов механических систем. В пределах каждого класса станки рамного типа обозначаются буквой А, станки с независимыми опорами - буквой Б. Примеры кинематических схем балансирующих станков различных классов приведены на рис. 1.5.

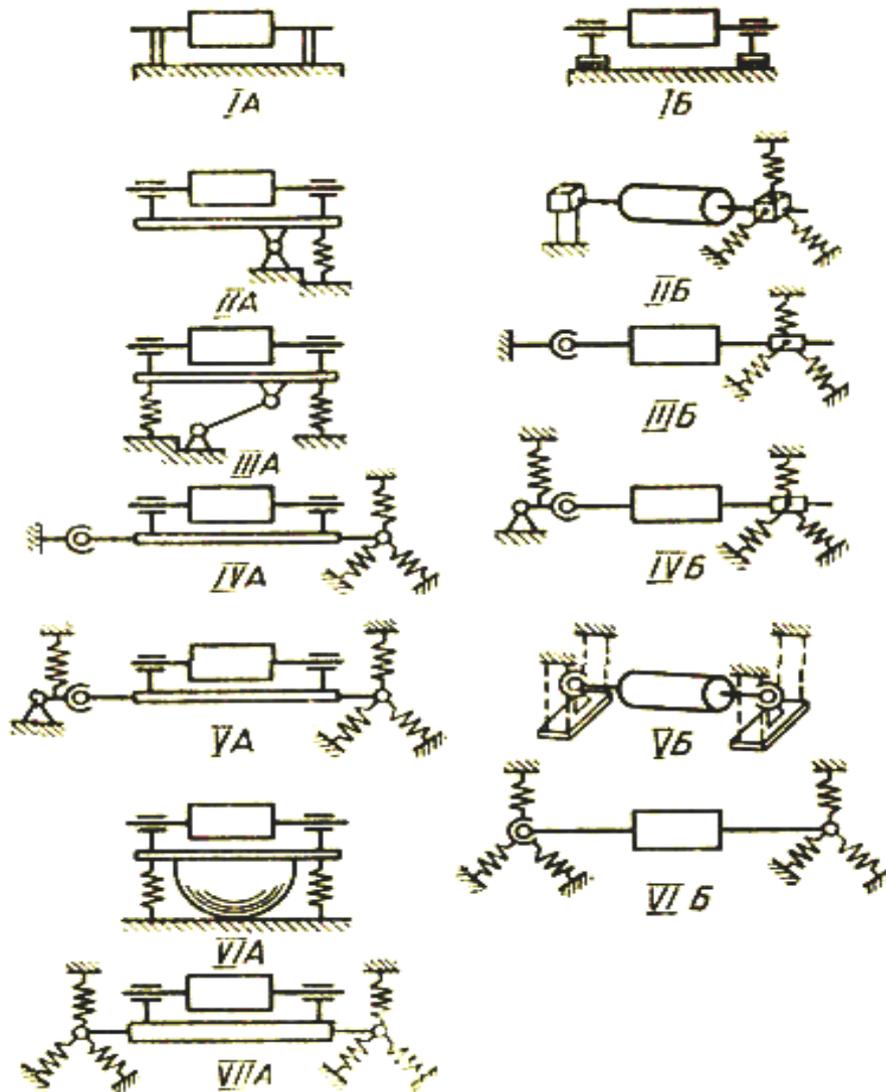


Рис.1.5. Кинематическая схема станка.

Наибольшее применение в балансировочной технике получили механические системы классов [II.A, VII.A, IБ, УБ 14, 6, 8].

Приводы роторов во время балансировочного процесса на балансировочных станках целесообразно разделить на три вида: механический (М), пневматический (П) и собственный (С). Механический привод в различных модификациях (контактный - осевой, ременный, шнуровой и др.; бесконтактный - магнитная муфта и т.п.) несложен по конструкции. Его широко применяют в современных балансировочных

станках. Пневматический привод применяют достаточно редко, если это не предопределяется самой конструкцией ротора. Для вращения ротора обычно применяют воздух низкого давления $(4-5) \times 10^5$ Па, поступающий на ротор через специальные сопла 141. Собственный привод применяют при балансировке роторов главным образом в собственном или технологическом корпусе. Например, его применяют при уравнивании электромашин, не имеющих выводов вращающегося вала для присоединения механического привода. При этом виде привода целесообразно использовать самоходное вращение электромашин в сборе, а также трехфазные генераторы, вращающиеся в магнитном поле и другие электрические устройства при применении технологической рамки или корпуса. При балансировке турбомашин в сборе используют газовый поток необходимых параметров и сопловые аппараты машин.

Измерительное устройство балансировочного станка выполняет следующие основные функции:

- преобразует колебания механической системы, вместе с ротором, в силу давления от дисбаланса на опоры системы в электрические сигналы с помощью датчиков различного типа;
- разделяет плоскости коррекции;
- выделяет сигнал, пропорциональный дисбалансу и определяет значение, а также угол дисбаланса относительно каких-либо фиксированных отметок на роторе.

На рис.1.3. приведены структурные схемы измерительных устройств, нашедшие широкое применение в современных балансировочных станках. При рассмотрении схем можно заметить, что принципиальное отличие измерительных устройств, станков, друг от друга, состоит в способе формирования опорного сигнала. Блок-схемы канала для образования опорного сигнала зависят не только от конкретных условий балансировки

роторов (например, в вакууме), но также и от типа, используемого в измерительном канале частотно-избирательного средства.

Для удобства изучения измерительных устройств балансировочных станков их можно разделить на три подкласса в зависимости от способа измерения угла дисбаланса во время балансировочного процесса (рис.1. б).

Генератор опорного сигнала (ГОС) в общем случае может быть любого типа: механический, электромеханический, электронный. Основное назначение ГОС заключается в получении сигнала, определяющего угловое положение ротора [14, 9, 10]. В пределах каждого подкласса измерительные устройства с избирательными усилителями будем обозначать буквой И. (тип И); устройства с другими частотно-избирательными средствами (электродинамические приборы, ваттметры, векторметры, фазовые детекторы, синхронно-фазовые фильтры и др.) - буквой В (тип В). Наибольшее применение в балансировочных станках получили измерительные устройства подклассов [1И, 2И, 3И, 2В, 3В] [4, 6, 7, 9-11,15].

Балансировочные станки как комплекс, состоят из перечисленных выше систем и устройств. А также исполнительных органов, устраняющих дисбалансы в плоскостях коррекции, можно разделить на три группы: станки, на которых оператор определяет, а затем после остановки ротора корректирует дисбаланс (группа 0) [14, 11]; станки, на которых автоматически определяются параметры дисбаланса, после остановки ротора автоматически производится коррекция дисбаланса (группа 1); станки, на которых измерение и коррекция дисбалансов производятся на ходу без остановки ротора (группа 2) [3].

Придерживаясь принятых обозначений, характеризующих каждый станок, можно классифицировать балансировочные станки по основным признакам. При наличии дополнительных признаков (частота вращения балансируемого ротора, точность балансировки и т.п.), отличающих данный

станок от основной конструкции и требующих обозначения дополнительными знаками, последние могут назначаться доминирующему признаку.

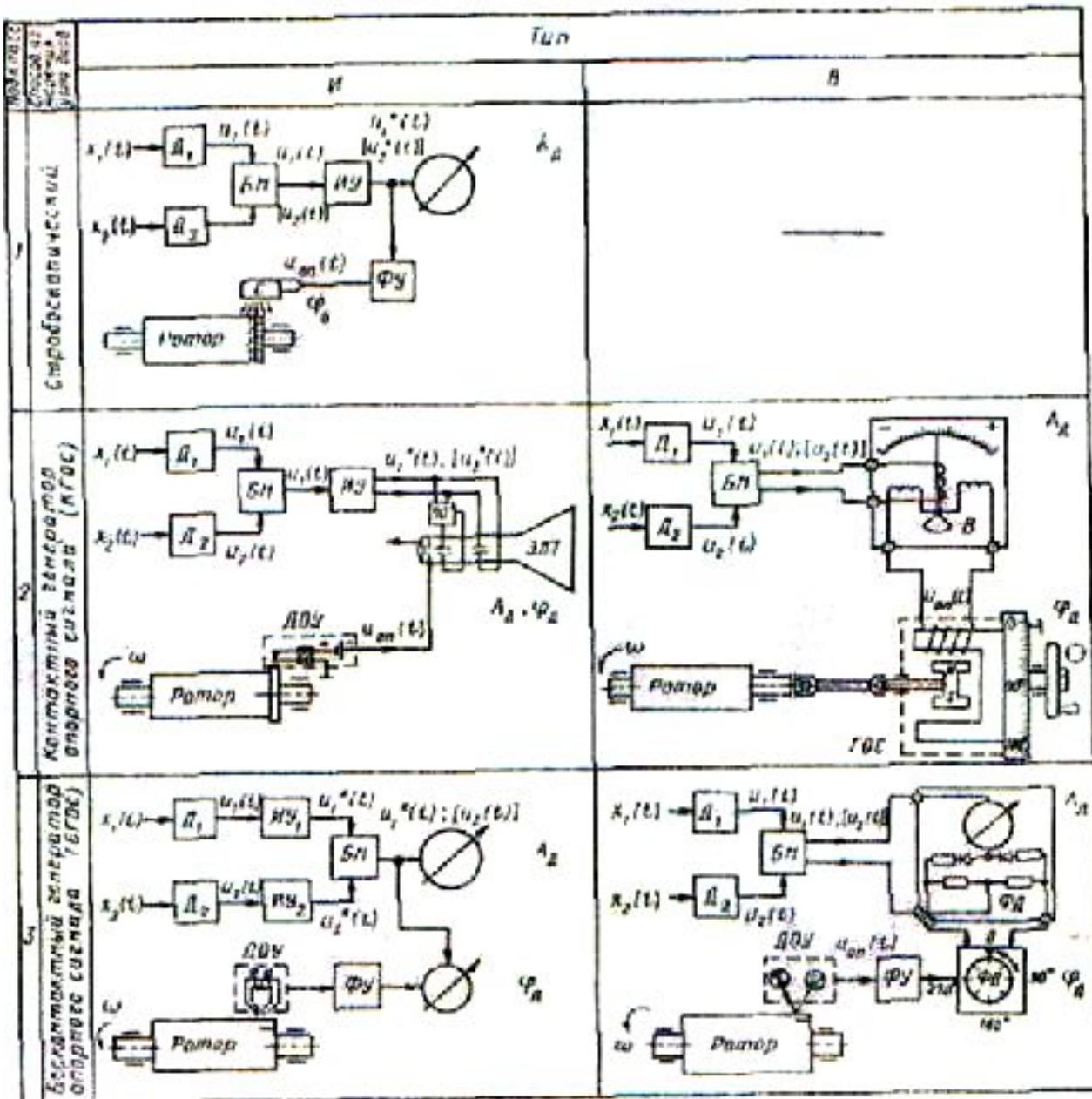


Рис.1.6. Примеры измерительных устройств балансировочных станков различных подклассов.

Д1 и Д2, - датчики дисбалансов; БН - цепь разделения плоскостей коррекции (блок настройки станка); ИУ - избирательный усилитель (активный фильтр); С - стробоскопическая лампа; ДОУ - датчик отметки угла; ФУ - формирующее устройство; В - электродинамический прибор (ваттметр, векторметр); ГОС - генератор синусоидального опорного сигнала с вращающимся статором; ФВ - фазовращатель (вращающийся трансформатор или электронный); ФД - фазовый детектор (синхронный детектор, синхронно-фазовый фильтр); ЭЛТ - электроннолучевая трубка; $x(t)$ - перемещение (давление) механической системы с ротором; $i(t)$ - электрический сигнал дисбаланса с помехами; $i_f(t)$ - отфильтрованный дисбаланса; $u_{on}(t)$ - электрический опорный сигнал; A_d, φ_d - амплитуда и фаза сигнала дисбаланса.

Остальные можно обозначать в виде порядкового номера по доминирующему признаку. Балансировочный станок с опорами и механическим приводом автоматически измеряет и корректирует дисбалансы, измеряет время вращения ротора одновременно в двух плоскостях коррекции; содержит измерительное устройство с бесконтактным генератором опорного сигнала и избирательным усилителем. Предназначен для балансировки роторов с массой до 10 кг.

1.3 СТАНКИ ДЛЯ СТАТИЧЕСКОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ.

Балансировка производится на специальных балансировочных приборах, стендах или станках [6] предназначенных для статической или динамической балансировки. Существуют автоматические линии для балансировки, например, разработанная ЭНИМСом автоматическая линия

для динамической балансировки коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей. На этой линии весь процесс балансировки, включая высверливание излишнего металла, автоматизирован.

Процесс балансировки состоит из двух частей: 1) определение места и величины дисбаланса (т.е. силы, характеризующей неуравновешенность) и 2) устранение дисбаланса.

Для статической балансировки в мелкосерийном производстве применяют различные устройства, одно из которых схематически показано на рис. 1.7. Деталь 1 типа шкива или маховика, надетая на оправку 2 (рис. 1.7,а), устанавливается на два стальных ножа 3, закрепленных в стойках 4. Деталь, повернутая от руки, постепенно останавливается в таком положении, при котором наиболее тяжелая часть ее будет находиться внизу.

После этого подбирают груз, который, будучи закреплен в верхней части детали, статически уравновесит бы ее. Деталь уравновешивается высверливанием отверстий, заливанием свинца или приклепыванием специальных грузов. Более точный стенд для статической балансировки (рис. 1.7,б) имеет вместо ножей две пары закаленных роликов 5, свободно вращающихся в шарикоподшипниках.

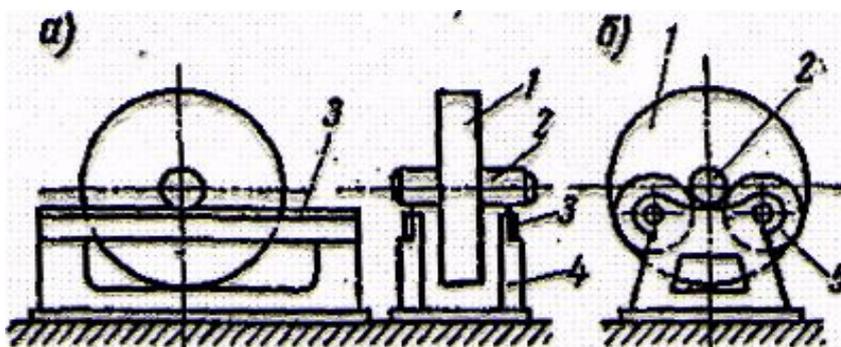


Рис. 1.7. Устройства для статической балансировки деталей:

а - на ножах; б - на роликах.

В массовом производстве, например в автотракторостроении, для статической балансировки маховиков и шкивов применяется специальный станок, изображенный на рис. 1.8,а.

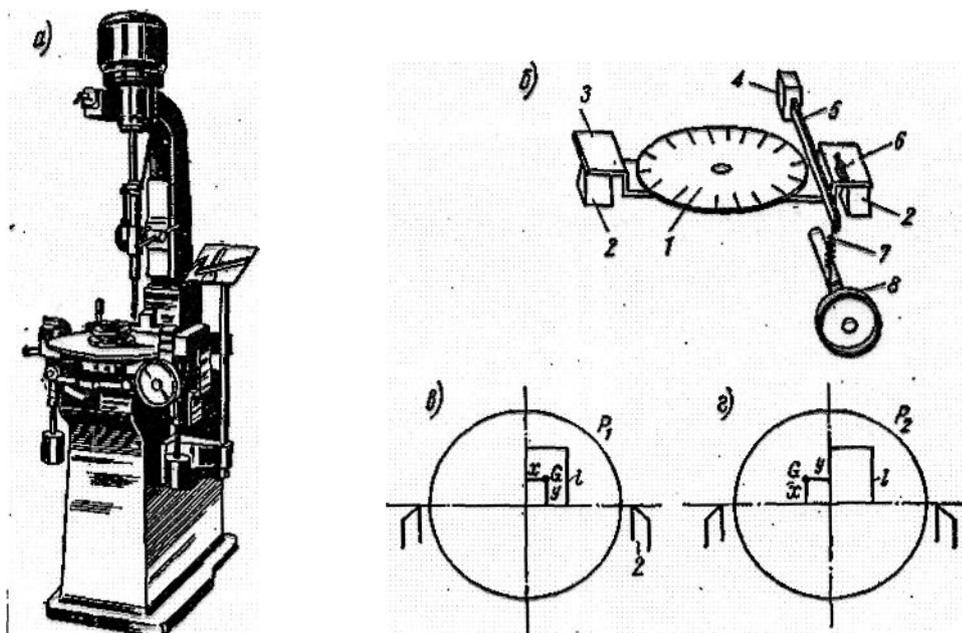


Рис. 1.8. Станок для статической балансировки и схема его работы

Величины G и l известны и постоянны.

После поворота стола на 90° и определения величины x подсчитывают

P_2 из уравнения $Gx = P_2l$, откуда $P_2 = \frac{G}{l}x$.

Вес высверливаемого металла прямо пропорционален величинам x и y , т.е. показаниям маховика (рис, 1.8, а).

Для определения веса металла, подлежащего высверливанию, с указанием, под каким углом оно должно производиться, применяется специальный счетный прибор, расположенный справа у станка (рис. 1.8,а).

Станки для динамической балансировки [6] отличаются от станков для статической балансировки тем, что на них проверяемая деталь приводится во вращение специальным электродвигателем; во время вращения детали

определяется ее неуравновешенность при помощи специальных измерительных приборов. Схема станка для динамической балансировки показана на рис.1.9, где а - простейшего; б - более совершенного; в- в сборе с маховиком собранных на специальном раме 4, на которых, на двух ножах 5 покоится прямоугольная рама 6, В горизонтальном положении рама поддерживается плоской пружиной 2, которая концом прикреплена к станине станка в точке 3. С левой стороны рамы 6 находится передняя бабка 7, шпиндель которой вращается электродвигателем и передает вращение балансируемой детали 14; эта деталь опирается на две пары роликов 13 и 15. На этой же бабке установлены маховик 12 с делениями по окружности и коррекционный диск 11, поворачиваемый в обе стороны; угол поворота отсчитывается делениями маховика 12. В этом же диске 11 имеется радиально расположенный паз 8, в котором может перемещаться противовес 10, По линейке 9, расположенной сбоку от паза 8, можно отсчитывать величину, на которую передвинут противовес 10.

При вращении несбалансированной детали рама 6 начинает качаться, показывая величину колебания стрелкой 16 на шкале 17, называемой амплиметром; максимальное отклонение стрелки 16 амплиметра определяет величину дисбаланса. Соответственно этой величине передвигают противовес 10 на определенное расстояние, т.е. создают искусственную неуравновешенность в передней бабке 7 станка и поворачивают диск 11 на угол для определения места на валу, где нужно будет высверлить лишний металл. Сначала определяют дисбаланс с одного конца, потом аналогичным способом - с другого.

Схема балансировочного станка более совершенного типа показана на рис. 1.9,б. Опоры 1 балансируемой детали 3 опираются на плоские пружины 2. Колебания опор передаются тягами 4 электрическим устройствам S, в которых возникает ток. Напряжение этого тока пропорционально

амплитудам колебаний опор. Ток от этих электрических устройств после усиления подводится к одной из обмоток ваттметра 6. По показанию ваттметра 6 судят о величине амплитуды, следовательно, и о величине дисбаланса. Другая обмотка ваттметра 6 получает ток от генератора 7 переменного тока, ротор которого вращается синхронно с балансируемой деталью и представляет собой двухполюсный магнит. Градуированный статор генератора можно поворачивать при помощи рукоятки 8 или специального маховичка во время вращения детали. Положение дисбаланса детали определяется по углу поворота обмотки статора, определяемому по лимбу поворачиваемой рукояткой или маховиком при максимальном отклонении стрелки ваттметра. Современные балансировочные станки высокопроизводительны и позволяют балансировать до 60-80 деталей в час.

На рис 1.9,в показан общий вид станка для динамической балансировки коленчатого вала с маховиком и сцеплением автомобильного двигателя.

Где: 1 - сверлильная головка; 2, 11, 15 - электродвигатели; 3 - вал; 4 - датчик; 5 - гидроцилиндр основного удара; 6 - осевой упор; 7 - муфта привода коленчатого вала; 8 - маховик; 9 - шкала шпинделя; 10 - потенциометр; 12 - амперметр; 13 - пульт сигнальных ламп; 14 - контрольная лампа; 16 - пульт управления; 17 - опора; 18 - гидроцилиндр разжима опоры; 19 - жесткая опора; 20 - гидроцилиндр жесткой опоры; 21 - селсин-приемник; 22 - гидроцилиндр подач; 23 - гидростанция.

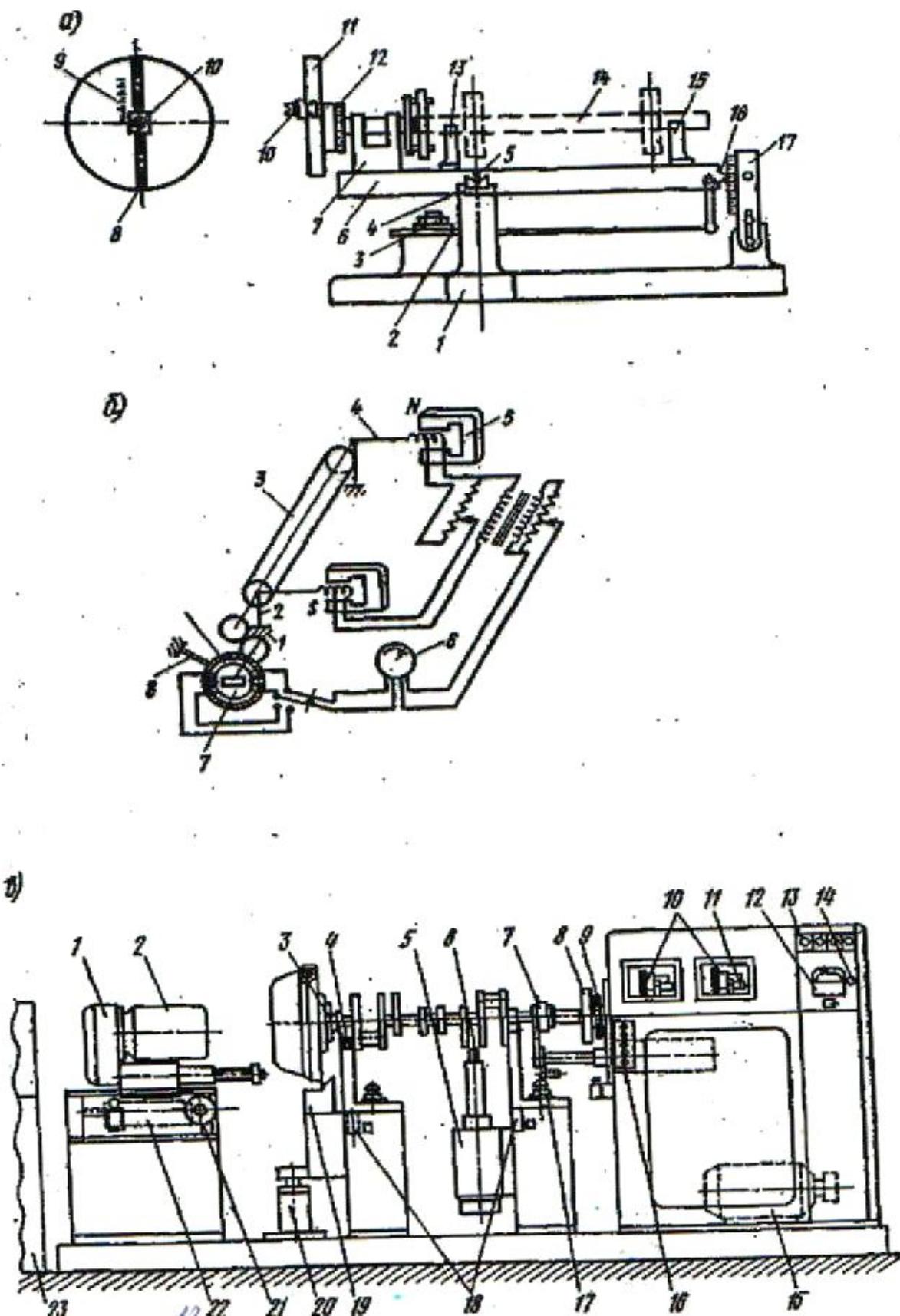


Рис.1.9. Схемы станков для динамической балансировки:

1.4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТАНКОВ БАЛАНСИРОВКИ.

1.4.1. БАЛАНСИРОВКА ДЕТАЛЕЙ В РЕЖИМЕ КРУГОВОЙ ВИБРАЦИИ.

Одним из достоинств уравнивания деталей в режиме орбитальной вибрации, в частности круговой вибрации [3], является возможность сообщения движения от одного привода одновременно партии балансируемых деталей. Это позволит существенно повысить производительность балансировки.

Этой системе из n деталей с вертикальными осями одновременно сообщается переносное поступательное движение горизонтальной плоскости в неподвижных ортогональных осях X , Y по закону круговой вибрации:

$$\begin{aligned}x_i &= R \cos at + a \cos pt; \\y_i &= R \sin at + a \sin pt,\end{aligned}\quad (1.2.)$$

Где; x_i y_i - текущие координаты оси O ; i -й детали; R - радиус окружности расположения осей вращения деталей с центром, совпадающим с началом O поступательно перемещающихся осей X , Y ; α_i - угол между осью X и i -й деталью, причем $\alpha_i = \frac{360^\circ i}{n}$

a - амплитуда круговой вибрации, равная радиусу окружности, описываемой каждой осью детали O_i , - в процессе поступательного движения; p - круговая частота.

Уравнение моментов относительно центра O' без учета трения в опоре и сопротивления среды будет иметь следующий вид:

$$J \ddot{\varphi} + Z\varphi = F_x'' e \cos(\varphi + \varphi_0) - F_y'' e \sin(\varphi + \varphi_0) \quad (1.3.)$$

где J - момент инерции детали с оправкой; $\ddot{\varphi}$ - ее угловое ускорение; Z - крутильная жесткость упругой связи детали;

$F_x^u = M \ddot{x}_0; F_y^u = M \ddot{y}_0$ - силы инерции в переносном движении детали; M - масса детали с оправкой; e - эксцентриситет ротора; φ_0 - фазовый угол.

Подставляя в уравнение моментов (1) выражения для проекций сил и опуская величины второго порядка малости, получим дифференциальное уравнение относительного движения детали.

Его решения для установившегося движения найдем в виде угловых колебаний

$$\ddot{\varphi} + \frac{z\varphi}{J} = \frac{Ma\alpha p^2 e}{J} \sin(pt - \varphi_0) \quad (1.4.)$$

Амплитуда этих колебаний

$$\varphi_m = \frac{Ma\alpha p^2 e}{J(k^2 - p^2)} \quad (1.5.)$$

При этом фазовый сдвиг определяется угловой координатой φ_0 центра массы e .

Таким образом, под действием круговой вибрации неуравновешенная деталь будет совершать угловые колебания с той же частотой p и с амплитудой, зависящей от амплитуды круговой вибрации α и величины смещения центра массы e , при фазовом сдвиге, определяемом начальным угловым положением центра массы детали φ_0 .

Поэтому для определения значения и угловой координаты неуравновешенной массы достаточно найти амплитуду φ_m и фазовый сдвиг φ_0 угловых колебаний детали.

Вместо углового перемещения можно определить перемещение по дуге какой-либо точки на торцовой или боковой поверхности детали радиуса r :

$$l = \varphi r = \frac{Ma\alpha r p^2 e}{J(k^2 - p^2)} \sin(pt - \varphi_0). \quad (1.6.)$$

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = \frac{a p^2}{J} (M e - q r t) \sin(pt - \varphi_0) \quad (1.7.)$$

1.4.2. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ.

Применение в турбомашинах упругих опор, демпферов и других конструктивных устройств снижения уровня вибраций не исключает технологических способов уравнивания роторных систем.

Критерием выбора метода балансировки до недавнего времени являлось отношение эксплуатационных частот вращения ротора к его критическим частотам. И даже роторы, работавшие при $(0,7-0,85) \omega_{кр}$, сбалансировались в двух плоскостях коррекции на обычных низкочастотных балансировочных станках.

Однако с выходом ГОСТ а «Классы точности балансировки роторов», в котором приводится методика оценки гибкости ротора, значительно расширяются требования и понятия о балансировке так называемых жестких и гибких роторов. Это особенно важно в связи с наметившейся в последние годы тенденцией снижения жесткости роторов турбомашин.

Кроме того, допустимый дисбаланс ротора $e_{дон}$ определяется ГОСТ в зависимости от функционального дисбаланса $e\phi$ - значения дисбаланса ротора в конце эксплуатации машины. Поэтому для повышения эффективности существующих методов и средств балансировки необходимо их усовершенствование.

Однако в результате проведенных исследований на моделях, а затем на изделиях оказалось, что существующая методика не всегда правомерна.

Уравнения сил и моментов для одномассового консольного ротора будут

$$\begin{aligned} -\bar{P} + \bar{R}_1 + R_{11} &= 0 \\ -\bar{M} + \bar{M} + \bar{M}_{11} &= 0 \end{aligned} \quad (1.8.)$$

где P и M - главный вектор и главный момент.

При уравнивании не рассматривают отдельно влияние P и M на прогиб оси ротора. Казалось бы, точность, с которой определяют на балансировочном станке неуравновешенные силы, не зависит от вида их воздействия. Для выяснения этого рассмотрим отдельно схемы сил, действующих на одно массовый ротор.

От действия силовой составляющей неуравновешенности на опорах возникают реакции

$$\bar{R}_{lp} = P_{b/a}; \bar{P}(b+a)^{1/a} \quad (1.9.)$$

Обозначим через q значение разрешающей способности балансировочного станка.

Наименьшая сила q , действующая на датчик балансировочного станка, которая еще регистрируется аппаратурой, позволяет определить действительную остаточную неуравновешенную силу $P_{ост}$ по одной из зависимостей (1). Как видно, $P_{ост}$ мало отличается от q .

От действия моментной составляющей дисбаланса ротора на опорах возникают реакции

$$\bar{R}_{1M} = \bar{R}_{11M} = \bar{M}/a \quad (1.10.)$$

Остаточная неуравновешенная сила $P_{остM}$ может быть определена с той же точностью q из зависимости (2). Но $\bar{M} = P_{M}d$, тогда $q = P_{остM} d/a$;

$$P_{остM} = qa/d. \quad (1.11.)$$

Балансировочные станки, выпускаемые серийно отечественной промышленностью, позволяют балансировать роторы, обладающие незначительной асимметрией (межопорное расстояние a к расстоянию между плоскостями коррекции не должно превышать 3). Однако эти условия не обеспечиваются. У большинства несимметричных и консольных роторов отношение a/d находится в пределах 15.

Несимметричность ротора снижает механическую чувствительность одного из датчиков балансировочного станка резонансного типа (станка с подвижными опорами) и приводит к ухудшению качества балансировки.

Для консольного ротора значение действующего момента M определяется зависимостью

$$\overline{M} = \overline{R}_1 a, \quad (1.12.)$$

так как реакции в опорах $\overline{R}_1 = \overline{R}_{11} = \overline{M} / a$

Однако действительное значение пары сил $PД$ обусловлено произведением реакции в опоре R_1 на межопорное расстояние a , отнесенное к расстоянию между плоскостями коррекции d .

Следовательно, на качество балансировки несимметричных роторов влияют кинематика балансировочного станка, конструкция ротора и метод балансировки.

Есть различные пути, ведущие к более точному уравниванию консольных роторов, например, использование дополнительного устройства к балансировочному станку, с помощью которого уменьшается отношение a/d [3].

В лаборатории МАИ был разработан метод, позволяющий определять $P_{ост} M$ практически с той же точностью, что и $P_{остр}$. Приведено векторное решение с использованием известных зависимостей для определения главного вектора P и главного момента M сил, действующих на консольный ротор:

$$\overline{P} = \overline{P} + \overline{P}; \quad \overline{M} = \overline{M} + \overline{M}_{11}; \quad (1.13.)$$

$$\overline{M} = \overline{P}(a + b) + \overline{P}_{11} b = a \left(P_1(a + b) / a + P_{11} \overline{b} / a \right) = \overline{P}_{ом} a \quad (1.14.)$$

Величину P определяют с помощью балансировочного станка обычным способом с действительной точностью q . Значения P_1 и P_{11} , измеренные на

балансировочном станке, позволяют определить значение P , $P_{ом}$ на векторной диаграмме, а следовательно, и значение $P_{мд}$ из зависимости $P_{мд} = P_{ом} = a/d$, где $P_{мд}$ - составляющая пары сил действительного момента.

Сущность метода сводится к разделённому устранению силовой и моментной составляющих неуравновешенности ротора.

Значения P и $P_{мд}$ можно также найти, используя электронное устройство АВУ МАИ-205 к балансировочному станку.

Когда переключатель Π находится в положении Γ , определяется значение P , в положении $2'$ - значение $P_{мд}$.

Описанный метод и метод оптимального уравнивания роторов исчерпывают в основном резервы повышения эффективности уравнивания на серийном балансировочном оборудовании. Чтобы достигнуть более высокой уравниваемости, необходимо определить прогиб ротора или приращение центробежных сил при его появлении. Известно, что если рабочий диапазон превышает k критических скоростей ротора, то и уравнивание необходимо проводить столько же раз.

В настоящее время большое число роторов работает в диапазоне частот до первых критических или несколько выше их, что вызывает необходимость разработки для них специальной методики. С этой целью были проведены исследования эффективности и технологичности различных методов балансировки.

В результате был разработан метод определения уравнивающих масс много массового ротора, состоящий в следующем.

Много массовый ротор условно делят на n участков с приблизительно равными массами m . При этом чем больше n , тем точнее уравнивание. Сначала для каждого участка находят коэффициент влияния a_{ij} , а затем определяют прогиб в i -м сечении ротора по формуле

$$Y_i \approx e \frac{m \omega^2 \sum_{j=1}^k \alpha_{ij}}{1 - m \omega^2 \sum_{j=1}^k \alpha_{ij}}; \quad (1.15.)$$

где e - смещение центра каждой массы в плоскости прогиба.

Чтобы определить дисбаланс ротора, его необходимо вывести на повышенные частоты вращения, при которых начинает проявляться прогиб. Полученную величину прогиба подставляют в указанную зависимость и подсчитывают e . Уравновешивающие массы m_{yi} определяют по формуле (1.16).

где r_{yi} - радиус установки уравновешивающей массы m определяют по формуле

$$m_{yi} = \frac{me}{r_{yi}}; \quad (1.16.)$$

где r - радиус установки уравновешивающей массы.

В указанном методе достаточно двух запусков чтобы уравновесить ротор, при первом определяют ut и рассчитывают m_{yi} ; второй - контрольный.

Развитие средств технической кибернетики позволяет применить для повышения качества балансировки вместо приближенных методов более точные - расчетно-экспериментальные, где необходимо использование ЭВМ. К ним, в частности, относятся методы балансировки, по измеренным прогибам оси ротора, вибрациям или реакциям опор ротора, метод применения системы пробных грузов, подобной форме упругой линии [2].

Для указанных методов уравновешивания нет надобности в выходе на критические частоты вращения, в определении форм колебаний, в применении пробных пусков, но использование ЭВМ для каждого из них необходимо.

Так, для много массового несимметричного ротора с опорами разной жесткости по измеренным прогибам находят эксцентриситеты, решая на ЭЦВМ уравнения, приведенные в работе.

Способ уравнивания состоит в следующем.

Выводят ротор на определенную скорость, при которой измеряют прогибы и углы поворотов дисков. Полученную кривую изогнутой оси ротора проектируют на две взаимно перпендикулярные плоскости и по найденным значениям проекций решают на ЭЦВМ уравнения относительно неизвестных эксцентриситетов.

Для определения эксцентриситетов по измерению реакций R опор, что всегда доступнее, чем измерения прогибов ротора, используют следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= A_1 e_1 + A_2 e_2 + \dots + A_n e_n - B_1 \varepsilon_1 - \dots - B_n \varepsilon_n; \\ R_2 &= C_1 e_1 + C_2 e_2 + \dots + C_n e_n - D_1 \varepsilon_1 - \dots - D_n \varepsilon_n; \end{aligned} \right\} \quad (1.17.)$$

где L, B, C, D - коэффициенты, зависящие от геометрических параметров ротора его физических свойств и расстояния дисков от опор; e, ε - радиальный и угловой эксцентриситеты.

Значения коэффициентов находят для любой угловой скорости.

Уравнения (3), выражающие линейную зависимость между реакциями опор и эксцентриситетами ротора, используют для подсчета неизвестных дисбалансов.

В заключение отметим, что проведенные экспериментальные исследования подтвердили значительную эффективность рассмотренных методов балансировки роторов.

За последнее время, как в нашей стране, так и за рубежом созданы методы уравнивания с использованием луча ОКГ, работающего в режимах свободной генерации [1], модулированной добротности [2], а

также с использованием вращающегося светового луча. Каждый из этих методов имеет свои положительные и отрицательные стороны в отношении использования их при создании автоматического балансировочного оборудования.

Анализ полученных результатов показывает, что устранения неуравновешенной массы из зон вблизи «тяжелого» места ротора намного эффективнее и при количестве импульсов $N = 4$ для фазового рассогласования $\Delta s' \leq 5^\circ$, практически не зависит от номера импульса.

На базе АЛБС – 2 в настоящее время разрабатывается новая модель балансировочного станка АЛБС - 3 с двумя излучающими головками, позволяющими производить одновременное уравнивание роторов в двух плоскостях исправления и наиболее рационально использовать принцип агрегатирования.

1.4.3. СТАНКИ ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ ДЕТАЛЕЙ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ.

Существует много станков для динамической балансировки [7]. Процесс балансировки на этих станках включает уравнивание сил и пар, т.е. одновременно статическую и динамическую балансировку, которую правильно называть просто динамической балансировкой.

Кроме различных станков, имеются специальные приборы и аппараты, позволяющие производить балансировку деталей в подшипниках.

Как правило, необходимо стремиться производить балансировку деталей в собранном виде и в своих подшипниках, т.е. в том виде, в котором деталь работает в конструкции. Особенно это относится к ответственным и быстроходным узлам.

У большинства станков балансировка производится на скоростях более низких, чем рабочие. При жестких конструкциях роторов нет необходимости вести балансировку на рабочих скоростях, так как на балансировочном станке по существу производится определение геометрии масс. Необходимо лишь иметь достаточно чувствительные индикаторы колебаний.

При нежестких конструкциях, кроме балансировки на пониженных скоростях, которую следует рассматривать как предварительную, необходимо производить окончательную добалансировку в своих подшипниках при рабочей скорости (например, центрифуги ЦПХ). Б. В. Шитиков станки для динамической балансировки делит на три группы. Станки, у которых:

- 1) величины противовесов определяются измерением динамических давлений балансируемого ротора на опоры;
- 2) величины и положение противовесов определяются компенсацией дисбаланса на приспособлениях станка во время вращения балансируемого ротора;
- 3) для определения величин и положений противовесов используются амплитуды колебаний маятниковой рамы станка вместе с балансируемым ротором, или одного балансируемого ротора на подвижных опорах качения.

Наиболее распространены станки третьей группы. В них для определения модуля и угловой координаты (аргумента) вектора дисбаланса применяются различные методы: механический, оптический и электрический. Современные станки строятся большей частью с применением электронных решающих схем и поэтому представляют собой сложные устройства, требующие квалифицированного обслуживания.

Станки с маятниковой рамой.

Простейшими из этой группы являются балансировочные станки конструкции Б. В. Шишкова, разработанные в МЭМИИТ.

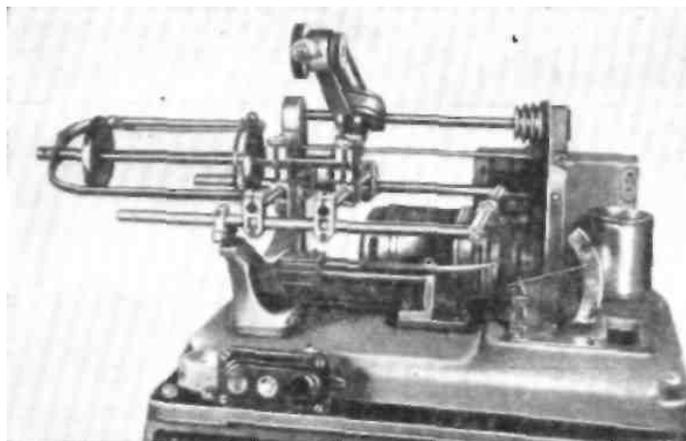


Рис.1.10. Балансировочный станок с маятниковой рамой для легких деталей текстильных машин (изготовлен во ВНИИЛТЕКМАШе по типу станков Б. В. Шитикова).

Станки просты по устройству и в обслуживании. Недостатком их являются трудоемкость балансировки и низкая производительность станка. Они широко применяются на транспорте при ремонте роторов дымососных установок паровозов, роторов турбин.

В текстильном машиностроении станки этого типа также находят применение (ВНИИЛТЕКМАШ, завод «Красная Пресня», Климовский завод и др.).

На Рис.1.10. показан станок, изготовленный во ВНИИЛТЕКМАШе по типу станков Б. В. Шитикова для динамической балансировки легких деталей (кружки и роторы центрифуг, рогульки и др.).

Балансировочный станок состоит из станины, легкой (из дюралевых трубок), маятниковой рамы, индикаторного устройства и привода. На маятниковой раме имеются две опоры для крепления подшипников, в которых вращается испытуемая деталь. Маятниковая рама может покачиваться относительно упругого шарнира, расположенного на левом ее

конце. Другой (правый) конец рамы упирается в пластинчатую (изогнутую под углом) пружину, левый конец которой жестко крепится к подвижному кронштейну. Передвижением этого кронштейна, т.е. изменением точки крепления пружины, можно изменять жесткость пружины и частоту собственных колебаний маятниковой рамы вместе с укрепленной на ней балансируемой деталью.

Амплитуда колебаний маятниковой рамы фиксируется стрелкой, связанной рычажками с правым концом маятниковой рамы и шкалы. Колебания рамы могут быть также записаны на закопченной бумаге. Для этого предусмотрен специальный барабан, вращающийся от мотора Уоррена.

Конструкция рамы допускает различные регулировки, позволяющие балансировать детали различной длины и менять чувствительность машины.

Привод во вращение балансируемой детали осуществляется накидным роликом, приводимым от мотора.

На данном балансировочном станке можно балансировать детали весом до 3-4 кг, длиной не более 400 мм и диаметром 200 мм. Чувствительность машины зависит от балансируемой детали и составляет 2-3 г-см.

Принцип действия балансировочного станка с маятниковой рамой.

При балансировке деталь устанавливают на маятниковой раме так, чтобы одна из плоскостей приведения совпадала с плоскостью, в которой лежит ось качания маятниковой рамы.

С помощью накидного ролика деталь приводят во вращение с числом оборотов несколько большим, чем частота собственных колебаний, затем отнимают ролик и деталь совершает свободный выбег. В процессе выбега маятниковая рама будет совершать вынужденные неустановившиеся колебания. При некотором числе оборотов детали n , близком к n_0 (n_0 частота собственных колебаний), наступает резонанс системы и маятниковая рама

будет совершать в начале интенсивные колебания, которые постепенно будут уменьшаться.

Максимальная амплитуда колебаний маятниковой рамы (при малых колебаниях) пропорциональна амплитуде возмущающей силы, а следовательно, дисбалансу в плоскости II , обуславливающему эти колебания, так как дисбаланс в плоскости I не будет оказывать влияния на колебания рамы вследствие того, что эта плоскость совпадает с осью качания.

Методы балансировки. В различных станках с маятниковой рамой по-разному решается вопрос определения величины и радиальной плоскости дисбаланса, соответственно чему применяются различные сложные устройства.

В станках системы Б. В. Шитикова используется несколько методов определения дисбаланса:

1) трех пусков, применяемый на станках первых выпусков, пригодный главным образом для балансировки одиночных деталей (этот метод трудоемок и требует высокой квалификации балансировщика, поэтому на станках первых выпусков часто используют метод обхода грузом);

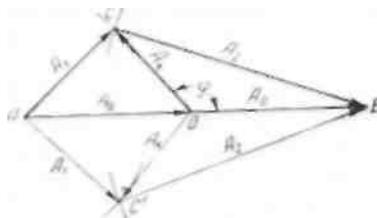


Рис.1.11. Графическое определение искомого дисбаланса по методу трех пусков с прикреплением пробного груза в двух противоположных направлениях.

2) с помощью специальных номограмм для балансировки серийных деталей;
3) с помощью фазоискателя, годный как для одиночных, так и серийных деталей.

Последние два метода, разработанные в МЭМИИТЕ, значительно ускоряют процесс балансировки.

Метод трех пусков основан на замере трех максимальных амплитуд в процессе выбега детали (практически удобней замечать размах колебаний) в процессе выбега детали:

- 1) без пробного груза (A_0);
- 2) с пробным грузом в одном (произвольном) положении (A_1);
- 3) с пробным грузом, помещенным (на том же радиусе) в радиальной плоскости, отличающейся от первой на 180° (A_2).

Направление вектора дисбаланса характеризуется угловой координатой φ отсчитываемой от известного вектора дисбаланса пробного груза $G_k \rho_k$. Решение φ двухзначное, и вектор дисбаланса может иметь одно из двух направлений.

Зная дисбаланс $G_{II} \rho_{II}$ и задавшись радиусом o , определяют вес уравнивающего груза.

Уравнивающий груз должен быть прикреплен в радиальной плоскости, отличающейся от плоскости вектора дисбаланса $G_{II} \rho_{II}$ на 180° .

После проведения уравнивания в одной плоскости приступают к уравниванию в другой плоскости. Для этого деталь переставляют на раме так, чтобы плоскость, в которой должен быть определен дисбаланс, не совпадала с осью качания. Может оказаться, что при третьем пуске груз нельзя поместить в радиальной плоскости, отличающейся от первой на 180° (например, если деталь имеет форму незамкнутого диска, сектора и др.), тогда целесообразно применить метод А. А. Савеловой, который успешно применялся при балансировке рогулек. В этом случае первые два пуска осуществляются, как и ранее. При третьем пуске прикрепляют на том же месте пробный груз в два раза большего веса, чем при втором пуске.

При наличии навыка такой метод приводит быстро к результатам, особенно при балансировке одинаковых деталей, так как по показаниям стрелки уже известна примерная величина груза. Он использовался, например, заводом «Красная Пресня» при балансировке валиков чесальной машины. Этот же метод используется на станках с подвижными подшипниками. В качестве примера применения первого метода на балансировочном станке типа Шишкова приведем результаты балансировки на ней роголек ровничных машин для хлопка и льна.

Определение неуравновешенности обычных роголек при проведении исследовательских работ производится с помощью специальных оправок и двух карболитовых дисков, жестко закрепленных на них в плоскостях приведения для прикрепления уравнивающих грузиков. В оправках имеется отверстие для облегчения. На балансировочном станке оправка устанавливается на двух шариковых подшипниках

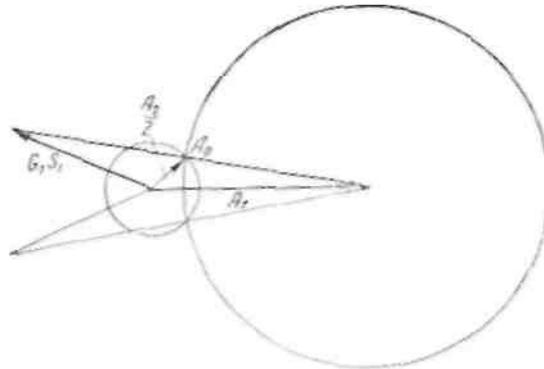
На рис.1.12. представлено построение, связанное с определением величины и направления дисбаланса в плоскости приведения II у рогольки ровничной машины для хлопка РТП-192. Определение велось по методу А. А. Савеловой, когда при третьем пуске устанавливается дисбаланс пробного груза S_p в 2 раза больший, чем при втором.

На рис.1.13. представлены виброграммы колебаний маятниковой рамы станка, записанные на закопченной бумаге, наклеенной на барабан кимографа, равномерно вращаемый от мотора Уоррена.

На виброграммах записаны три амплитуды: A_0 без пробного груза, A_1 с пробным грузом, создающим дисбаланс $G_k \rho_k$ и A_2 с пробным грузом, создающим дисбаланс $2 G_k \rho_k$ и прикрепленным в той же радиальной плоскости, что и при втором пуске. Там же показана амплитуда колебаний после установки уравнивающего груза.

Результат обработки. Масштаб дисбаланса:

$$M = \frac{G_1 \rho_1}{O a_1} = \frac{18}{10.33} = 1.74 \text{ гсм / дел} \quad (1.20.)$$



величина дисбаланса $G_{II} R_{II} = M A_0 = 1.74 \cdot 24 = 41.7 \text{ гсм}$; радиальная плоскость дисбаланса $\varphi = 13^\circ$.

Эффективность проведения балансировки видна из рис. 1.15. Метод балансировки с помощью номограмм основан на том, что предварительно для данной детали (ротора) строятся тарировочные кривые, позволяющие определять по показаниям индикатора станка величину дисбаланса в одной и другой плоскостях приведения.

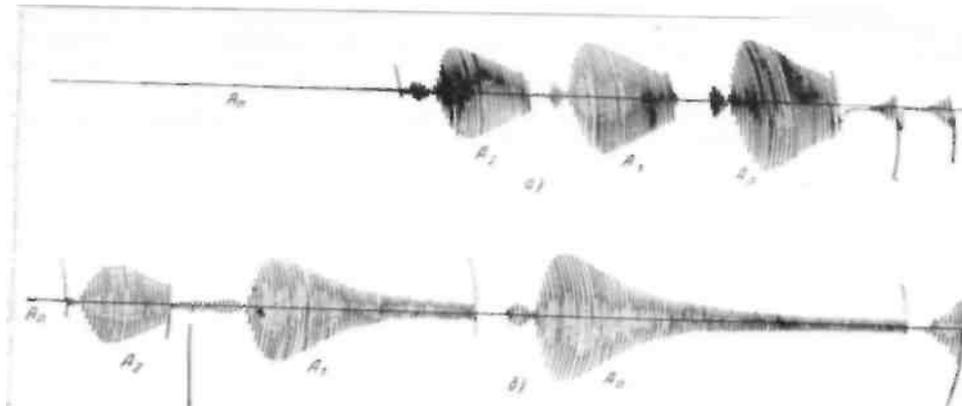


Рис.1.13. Виброграмма колебаний маятниковой рамы при балансировке рогульки в плоскости I (а) и II (б): A_0 , - амплитуда до балансировки; A_i и «/4» - амплитуды при установке пробных грузов.

Рогулька №12 Рогулька №17 Рогулька №22 Рогулька №27

вблизи резонанса. Если первоначальный зазор Δ будет меньше наибольшей амплитуды, контакты соприкоснутся и замкнут цепь катушки I . Сердечник, втягиваясь в катушку, произведет отметку a краской на поверхности вращающегося ротора "(рис.1.17.). В то же мгновение цепь будет разомкнута благодаря механической блокировке, цепь разомкнется, после чего сердечник возвратится пружиной исходное положение.

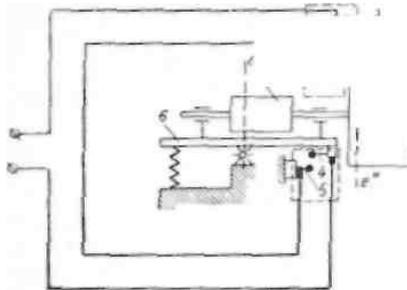


Рис.1.16. Принципиальная схема фазоискателя балансировочного станка с маятниковой рамой.

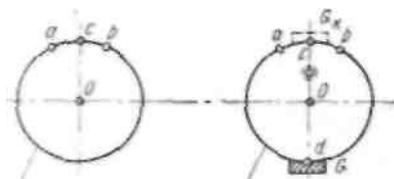


Рис.1.17. Определение положения противовеса на роторе по отметкам фазоискателя.

Таким образом, исключается возможность получения на поверхности ротора за время одного его выбега нескольких отметок.

Станки с подвижными опорами простейшего типа.

В текстильном машиностроении применяются станки с подвижными опорами для балансировки тяжелых барабанов чесальных машин для хлопка - диаметром 1270 мм, весом около 470 кг и для льна – диаметром 1525 мм,

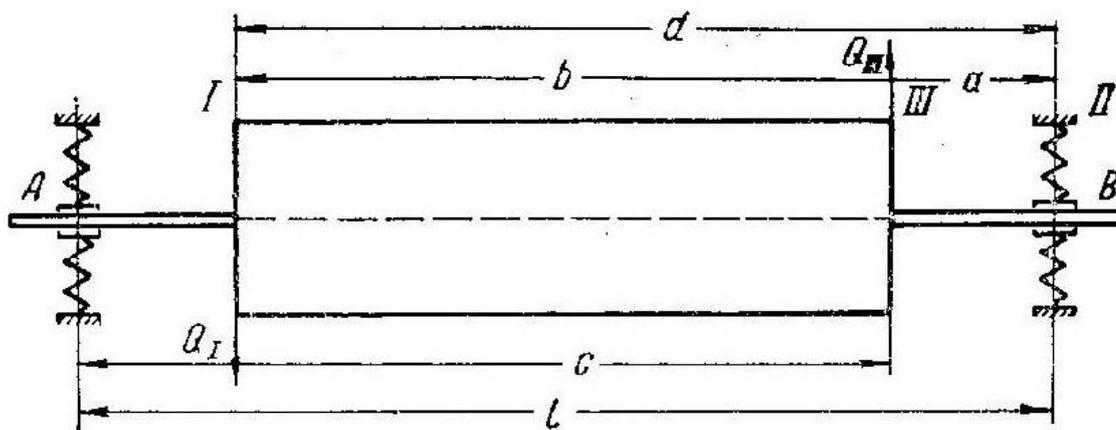


Рис.1.18. Схема размещения балансируемого ротора на упругих опорах в станках простейшего типа.

весом 1200 кг (завод «Вулкан» - станки марок БД-1, БД-2, Орловский завод текстильных машин), для балансировки трепал и ножевых барабанов трепальных машин (Кузтекмаш).

Рассмотрим принцип работы простейшего станка с подвижными опорами тина Лавачека-Хеймана. Балансируемую деталь, например, барабан [ротор] помещают на два подшипника, расположенных в двух опорах (рис.1.18), каждая из которых может совершать небольшие колебания в горизонтальной плоскости по направляющим. С обеих сторон каждой опоры имеются две пружины. При балансировке одну опору закрепляют, другая опора под влиянием неуравновешенности барабана совершает колебания, причем ось барабана качается относительно неподвижной точки *A* как шарнира. Конструкция этого шарнира может быть различной, в частности, можно установить вал на сферических шарикоподшипниках. Так же, как в машинах с маятниковой рамой, наблюдение колебаний незакрепленного подшипника производится в момент резонанса. Для этого балансируемый барабан разгоняют до числа оборотов несколько больше критического (вращающегося барабана на упругих опорах) и отключают двигатель.

Это отключение осуществляется муфтой, помещенной между барабаном и электродвигателем.

Колебание опоры, происходящее под действием сил от неуравновешенных масс при выбеге барабана, фиксируется механическим, оптическим или электрическим виброметром. В простейших машинах колебания регистрируются стрелкой, шарнирно связанной с опорой. Величины дисбаланса и радиальной плоскости, в которой должен быть прикреплен уравнивающий груз, определяют методом обхода грузом или способом меловых отметок. Для этого, касаясь поверхности барабана мелом, получают незамкнутые круги - отметки. Наиболее густая часть незамкнутого круга, его середина, будет соответствовать положению барабана при максимальном отклонении, т.е. резонансе. Тогда радиальная плоскость действия силы от неуравновешенной массы будет сдвинута на 90° по направлению вращения.

Такое определение надо рассматривать как предварительное, так как вблизи резонанса сдвиг фаз существенно зависит от затухания и резко меняется с изменением соотношения между частотой возмущающей силы и собственной частотой. Поэтому рекомендуется такие отметки делать несколько раз.

Более точные результаты можно получить, применяя специальную чертилку.

В последнее время предложены приспособления для более точного определения положения дисбаланса. При работе на описанном станке можно применять также прибор системы Н. В. Колесник. При балансировке вначале определяют дисбаланс в плоскости I при закрепленном правом подшипнике и освобожденном левом и компенсируют этот дисбаланс.

Затем, закрепив левую опору, определяют силу G в плоскости III и соответствующий дисбаланс. При этом, если компенсировать этот дисбаланс,

то опора B колебаться не будет, но при условии, что левый подшипник закреплен. Если отпустить подшипник A , то колебания подшипника B возникнут снова. Для полного их устранения необходимо приложить

усилия $Q_i = \frac{Gca}{b \cdot l}$ в плоскости I и $Q_{III} = \frac{Gca}{b \cdot l}$ в плоскости III .

Зная эти усилия, определяют веса уравнивающих грузов, которые должны быть приложены в плоскости I и III (кроме ранее прикрепленного в этой плоскости груза, при закрепленном правом подшипнике). Если плоскости I и III расположены очень близко к опорам L и B , то можно ограничиться определением неуравновешенности в каждой плоскости приведения при закрепленном противоположном подшипнике. Это, в частности, применяется при балансировке чесальных барабанов на станках БД-1 и БД-2 на заводе «Вулкан» и Орловском заводе. На этих станках в качестве индикаторов применяется обычный стрелочный указатель, определение положения уравнивающего груза производится методом меловых отметок, а устранение дисбаланса в каждой из плоскостей приведения - торцах барабана путем прикрепления на болтах специальных грузов. В среднем время, необходимое на балансировку барабана (по данным завода «Вулкан»), равно 50 мин. Чувствительность станка определяется грузом весом 50 г, укрепленным на наружном диаметре барабана (около 3000 г/см).

На заводе Кузтекмаш, на аналогичном станке, применяемом для балансировки ножевых барабанов машин ТО-16 и ВР-2, в качестве индикатора колебаний используется прибор - виброскоп ВК-2 системы Н. В. Колесника.

Время, необходимое для статической и динамической балансировки ножевых барабанов, составляет около 2,5 час.

На заводе установлена практическая норма остающегося дисбаланса в каждой из плоскостей, определяемая по величине амплитуды вибрации опоры станка при данной настройке. Эта величина принята, например, для ножевых барабанов горизонтальных разрыхлителей, равной 0,05 мм.

Электроизмерительная блок схема станков 9А725 и 9730 представлена на Рис.1.19. У тяжелых станков схема отличается. Для определения фазы и величины используется ваттметр. Одна обмотка ваттметра питается от генератора, вращающегося синхронно с деталью, а вторая от датчика. Угол отсчитывается по лимбам, когда ваттметр показывает ноль, отсчет величины грузов - по наибольшему отклонению стрелки ваттметра. Балансировка отдельных деталей более трудоемка, так как для каждой детали требуется новая тарировка и настройка решающего устройства.

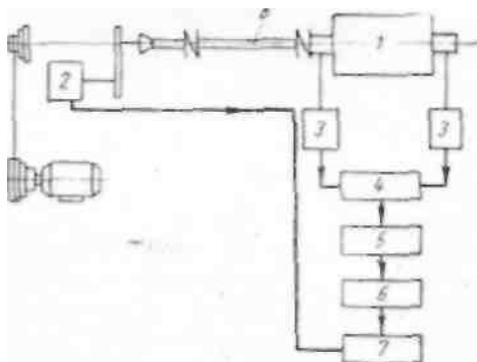


Рис. 1.19. Электроизмерительная блок – схема станков 9А715 и 9730:

1 - изделие; 2 - прерыватель; 3 - датчики; 4 - решающее устройство; 5 - установка масштабов; 6 - полосовой усилитель; 7 - измеритель амплитуд и фаз; 8 - муфта.

Современный прибор ПБ-1 оригинальной конструкции для балансировки деталей в собственных подшипниках разработан в ЭНИМСе (авторы В.С. Васильев, В.П. Барке) и выпускается станкостроительной промышленностью. Прибор состоит из двух индукционных виброметров

сейсмического типа, измерительного генератора, карданного вала и пульта управления. Решающее устройство прибора состоит из специального генератора с двумя взаимно перпендикулярными обмотками и ваттметра, а также узла электрического эталонирования, с помощью которого упрощается решение задачи об определении величины и угловой координаты в каждой из плоскостей приведения. Авторами прибора разработана специальная приближенная методика балансировки с помощью этого прибора, позволяющая практически выполнить балансировку за 5 - 7 пусков. Погрешность определения уравнивающего груза по этой методике составляет при правильном выборе величины пробного груза примерно $\pm 10\%$ по амплитуде и $+8^\circ$ по углу. Это обеспечивает снижение колебаний опор не менее чем в 4 - 5 раз после каждого цикла, т.е. приближается по точности к работе на универсальном балансировочном станке.

Ряд интересных приспособлений для балансировки деталей, применяемых в Чехословацкой республике, приведен в статье инж. Карела Скрживана.

ГЛАВА 2. ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА.

Неуравновешенность вращающихся деталей является одной из основных причин вибрации машин, фундаментов и расстройств соединений. Кроме того, неуравновешенность вызывает дополнительные нагрузки на подшипники и преждевременный выход их из строя [7].

В связи с этим большое значение имеют вопросы уравнивания деталей, особенно тяжело нагруженных валов джидных и линтерных машин, тяжелых громоздких вращающихся деталей с массами, разнесенными на большом радиусе (барабаны чесальных машин, трепала и т.д.).

2.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ УРАВНОВЕШИВАНИЯ.

Пусть мы имеем тело, джинный вал в сборе, равномерно вращающейся с угловой скоростью ω относительно неподвижной оси z (Рис 2.1).

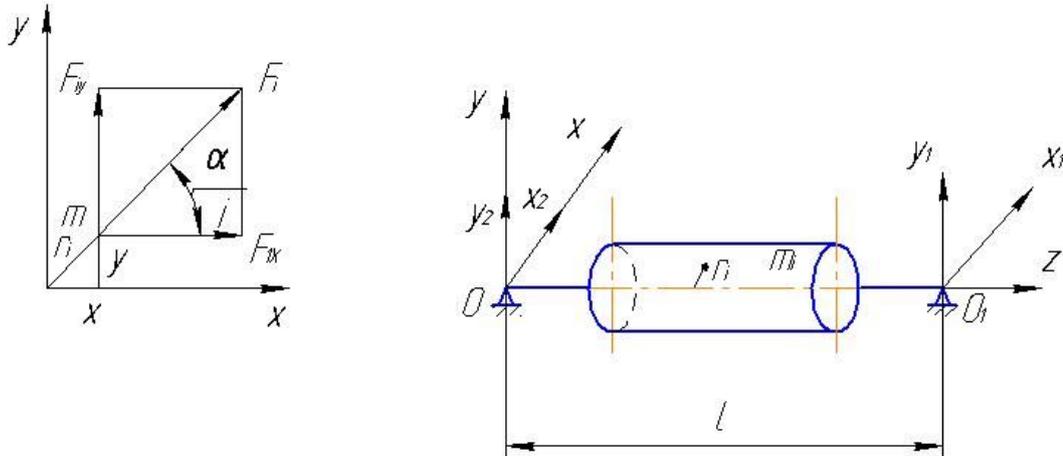


Рис.2.1. Схема действия сил от неуравновешенных масс вращающегося тела.

Начало пространственной системы координат, примем, в точке O . найдем составляющие реакции x_1, x_2 и y_1, y_2 в опорах o_1 и o , возникающие вследствие неуравновешенности тела, и условия, при которых эти реакции равны нулю.

Выделим на расстоянии r_i , элементарную массу m_i . Центробежная сила, возникающая при вращении этой массы, будет, $F_i = m_i \omega^2 r_i$, а проекции ее на оси координат.

$$\begin{aligned} F_{ix} &= m_i \omega^2 r_i \cos \alpha_i = m_i \omega^2 x_i \\ F_{iy} &= m_i \omega^2 r_i \sin \alpha_i = m_i \omega^2 y_i. \end{aligned} \quad (2.1.)$$

Применяя принцип Даламбера, можем записать следующие уравнения равновесия

$$\left. \begin{aligned} \sum x=0 \quad X_1 + X_2 + \sum F_{ix} = 0 \\ \sum x=0 \quad Y_1 + Y_2 + \sum F_{iy} = 0 \\ \sum z=0 \quad (\text{все силы} \perp \text{оси } z) \\ \sum M_x = 0 \quad Y_1 l + \sum F_{iy} \cdot Z_i = 0 \\ \sum M_y = 0 \quad X_1 l + \sum F_{ix} \cdot z_i = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2.)$$

Уравнения (2.2.) можем записать в следующем виде

$$\left. \begin{aligned} X_1 + X_2 + M x_o \omega^2 = 0 \\ Y_1 + Y_2 + M y_o \omega^2 = 0 \\ Y_i l + \omega^2 \sum m_i y_i z_i = 0 \\ X_1 l + \omega^2 \sum m_i x_i z_i = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.3.)$$

где M_0 - масса вращающегося тела;

x_0 и y_0 – координаты центра тяжести.

При полном уравнивании центробежных сил $X_1 = X_2 = Y_1 = Y_2 = 0$.

Из формул (2.3.) вытекают условия, при которых реакции равны нулю

$$\begin{aligned} x_0 &= 0, \\ y_0 &= 0, \\ \sum m_i y_i z_i &= 0, \\ \sum m_i x_i z_i &= 0, \end{aligned} \quad (2.4.а, б, в, г.)$$

Заметим, что $l_{yz} = \sum m_i y_i z_i$ и $l_{xz} = \sum m_i x_i z_i$ представляют центробежные моменты инерции относительно оси вращения и двух других осей.

Таким образом, для полного уравнивания необходимо: 1) чтобы центр тяжести вращающегося тела лежал на оси вращения [уравнения (2.4а) и (2.4б) 2)], чтобы центробежные моменты инерции относительно оси

вращения и двух других осей были равны нулю [уравнения (2.4в) и (2.4г)], т.е. ось вращения должна быть главной центральной осью инерции тела.

Если центр тяжести лежит на оси вращения, которая не является главной осью, т.е. соблюдены только уравнения (2.5а) и (2.5б), то в опорах будут возникать равные по величине, но противоположно направленные реакции, образующие пару сил,

$$\begin{aligned} X_1 &= -X_2, \\ Y_1 &= -Y_2. \end{aligned}$$

Этот случай соответствует статически уравновешенной детали.

Вращающиеся детали машин большей частью конструируются так, что их ось вращения является одной из главных центральных осей, и поэтому такие детали можно считать теоретически уравновешенными. Однако, различные погрешности изготовления вызывают отклонения от номинальных размеров, от симметрии системы, вследствие чего детали получаются неуравновешенными. Поэтому вращающиеся детали необходимо после изготовления балансировать.

Рассмотрим уравновешивание вращающихся деталей, жестко сидящих на валу и вращающихся вместе с ним с угловой скоростью ω (Рис.2.2). Предположим, что каждая деталь отдельно пилы и прокладки представляет собой тонкий неуравновешенный диск, центр тяжести которого не лежит на оси вращения, а расположен от оси на расстоянии p . Вес диска обозначим через G ,

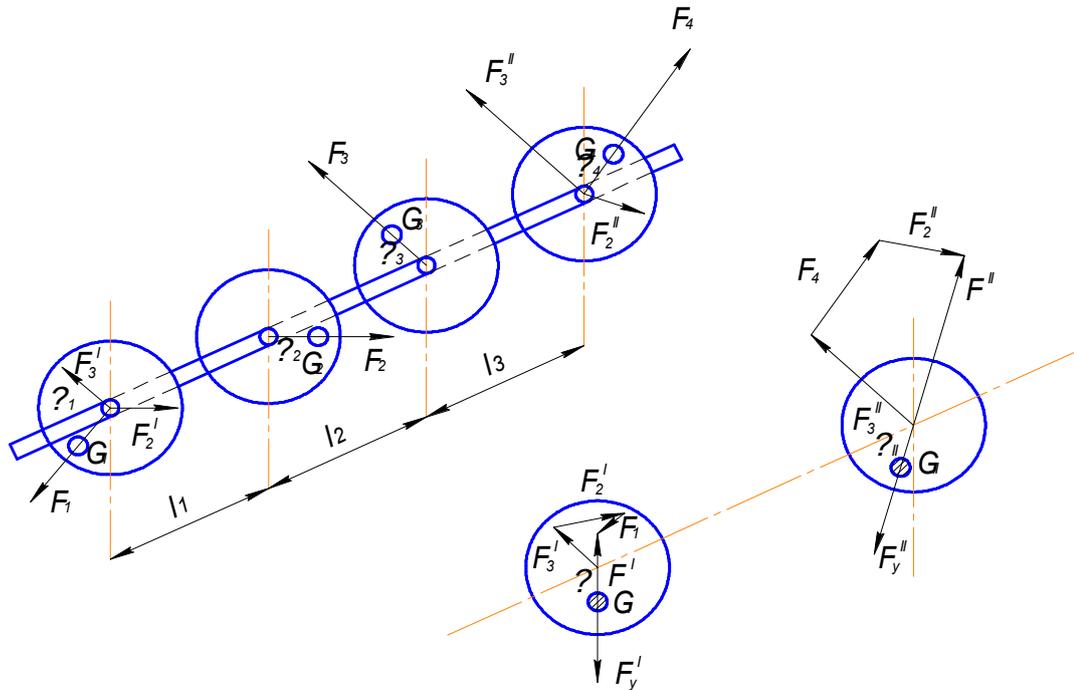


Рис.2.2. Уравновешивание вращающихся дисков, жестко укрепленных на валу.

Дисбаланс каждого диска характеризуется величиной произведения $G_i \rho_i$ и центробежная сила каждого диска будет

$$\begin{aligned}
 F_1 &= G_1 \rho_1 \cdot \frac{\omega^2}{g}, \\
 F_2 &= G_2 \rho_2 \cdot \frac{\omega^2}{g}, \\
 F_3 &= G_3 \rho_3 \cdot \frac{\omega^2}{g}, \\
 F_4 &= G_4 \rho_4 \cdot \frac{\omega^2}{g},
 \end{aligned}
 \tag{2.5.}$$

Все эти силы можно привести к одной равнодействующей и паре, приложенной в одной из точек оси. Можно систему сил свести также к двум силам (кресту сил), не лежащим в одной плоскости.

Начнем со второго приведения, для чего выберем за плоскости приведения крайние диски, обозначив один (1-й) плоскостью I и четвертый диск плоскостью II .

Разложим силу F_2 по правилам статики на две составляющие, приложенные одна в первой, а другая во второй плоскостях, так что бы

$$\bar{F}_2' + \bar{F}_2'' = \bar{F}_2 \quad (2.6.)$$

где F_2' - составляющая, приложенная в первой, составляющая F_2'' во второй плоскостях, а $G_2'p_2'$ и $G_2''p_2''$ - соответствующие им дисбалансы

$$\begin{aligned} F_2' &= F_2 \frac{l_2 + l_3}{l_1 + l_2 + l_3}, \\ F_2'' &= F_2 \cdot \frac{l_1}{l_1 + l_2 + l_3}. \end{aligned} \quad (2.7.)$$

Также поступим с силой F_3

$$\bar{F}_3' + \bar{F}_3'' = \bar{F}_3. \quad (2.8.)$$

Теперь мы в первой плоскости имеем силы: F_1' ; F_2' ; F_3' , равнодействующая которых L будет представлять геометрическую сумму указанных сил

$$\bar{F}^1 = \bar{F}_1 + \bar{F}_2' + \bar{F}_3'. \quad (2.9.)$$

Во второй плоскости, поступая аналогично, найдем равнодействующую

$$F'' = \bar{F}^{11} = \bar{F}_2'' + \bar{F}_3'' + \bar{F}_4 \quad (2.9a.)$$

Таким образом, неуравновешенность нашей системы может быть полностью охарактеризована заданием двух сил \bar{F}^1 и \bar{F}^{11} лежащих в плоскостях приведения I и II и образующих крест сил.

Так как составляющие сил в правой части уравнений (2.9.) и (2.9a.) пропорциональны общему множителю $\frac{\omega^2}{g}$, то вместо сил мы можем оперировать векторами дисбалансов. В таком случае неуравновешенность в

каждой из плоскостей приведения может быть также охарактеризована вектором дисбаланса: величиной (модулем) и направлением (аргументом) - угловой координатой дисбаланса. Чтобы нашу систему уравновесить, необходимо, очевидно, в плоскостях I и II прикрепить уравновешивающие грузы G , и G_{11} , создающие центробежные силы

$$\bar{F}_y^I = -\bar{F}^I \text{ и } \bar{F}_y^{II} = -\bar{F}^{II}. \quad (2.10.)$$

Учитывая написанные выше уравнения и принятые обозначения, можем записать

$$\bar{G}_1 \rho_1 + \bar{G}_1' \rho_1 + \bar{G}_2' \rho_2 + \bar{G}_3' \rho_3 = 0, \quad (2.11.)$$

$$\bar{G}_{11} \rho_{11} + \bar{G}_2'' \rho_2 + \bar{G}_3'' \rho_3 + \bar{G}_4 \rho_4 = 0 \quad (2.12.)$$

где $\bar{G}_1 \rho_1$ и $\bar{G}_{11} \rho_{11}$ - векторы дисбаланса в плоскостях I и II . соответствующие уравновешивающим грузам C , и G_M .

Можно поступить и несколько иначе. Переносим силы F_2 ; F_3 ; F_4 в плоскость I , получим равнодействующую силу $\bar{F}_{1p} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{F}_4$ и пару M .

Представляя последнюю в виде двух равных, но противоположно направленных сил $F_M = \frac{M}{l_1 + l_2 + l_3}$, приложенных в плоскостях I и II , мы будем иметь, в плоскости I две силы F_{1p} и F_M . Складывая эти силы геометрически, получим $\bar{F}^I = \bar{F}_{1p} + \bar{F}_M$ и в плоскости II силу $\bar{F}^{II} = \bar{F}_M$

Очевидно, приведенные рассуждения могут быть повторены для любого количества дисков, причем сплошное цилиндрическое тело может рассматриваться состоящим из бесконечно большого числа тонких дисков.

Следовательно, любая вращающаяся система может быть уравновешена двумя противовесами, лежащими в двух произвольно выбранных плоскостях приведения, перпендикулярных оси вращения. За эти плоскости обычно

принимаются крайние торцовые сечения, в которых реально могут быть прикреплены противовесы, причем, чем больше расстояние между плоскостями, тем меньшего веса потребуются противовесы.

Для практического уравнивания системы - динамической балансировки необходимо, выбрав определенные плоскости приведения (чаще всего торцовые), определить в них величину и угловую координату дисбаланса. Компенсация этого дисбаланса в плоскостях *I* и *II* осуществляется двумя путями, либо прикреплением уравнивающих грузов в радиальном направлении, противоположном вектору дисбаланса или удалением лишней массы по направлению указанного вектора. Определение дисбалансов в каждой плоскости приведения осуществляется специальными балансировочными станками или аппаратами.

2.2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ БАЛАНСИРОВКИ ДЖИННЫХ И ЛИНТЕРНЫХ ВАЛОВ.

Известно, что в оборудовании хлопкоочистительных заводов в основном применяются вращающиеся рабочие органы, так как, их правильная работа зависит от точности балансировки. В существующих хлопкоочистительных заводах балансировка крупногабаритных и тяжелых валов выполняется на токарных станках, при этом балансировка выполняется недостаточно точно.

Известные методы расчета и схемы балансировки приемлемы лишь для конкретных видов рабочих органов машин отличающихся габаритными размерами и конструкцией, что затрудняет применения их для расчета валов джинных и линтерных машин.

Поэтому, разработанный нами метод расчета балансировки для крупногабаритных и тяжелых валов хлопкоочистительных машин

предусматривает возможность применения расчетов, как по динамическим, так и по статическим параметрам.

Для проведения теоретических расчетов, принимая нами известные значения, параметров вала в сборе проведем расчет дисбаланса вала для известных величин смещения массы от оси вращения для круговых частот принятых по техническим характеристикам машины.

При расчете вала на дисбаланс массы принимали:

$$\gamma = 7,65 \cdot 10 \text{ кг/см}^3 \text{ (удельный вес материала вала);}$$

$$E = 2,0 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2 \text{ (модуль упругости I рода);}$$

$$g = 981 \text{ см/сек}^2 \text{ (ускорение свободного падения).}$$

Вес боковой шайбы с затяжными гайками - 2 кг. Вес одной пилы - 0,395 кг.

Вес одной алюминиевой межпилльной прокладки - 0,390 кг. Вес одной межпилльной стальной гофрированной прокладки-0,070 кг. Вес 240 пил без прокладок $240 \times 0,395 = 94,8$ кг. Вес 240 прокладок:

- алюминиевых $240 \times 0,390 = 93,6$ кг;

- стальных $240 \times 0,070 = 16,8$ кг.

Вес шкива клиноременного привода - 33,85 кг. Расстояние между опорами = 199,0 см.

Количество пил - 80; 160 шт.

Диаметр вала - $100 \pm 0,35$ мм

Диаметр пил - 285; $320 \pm 0,25$ мм

Угловая скорость вала = 730 r/min

Толщина межпилльных прокладок – $17,05 \pm 0,01$ мм

диаметр прокладки – 160 мм

Расстояние до крайних прокладок – 2322.95 мм

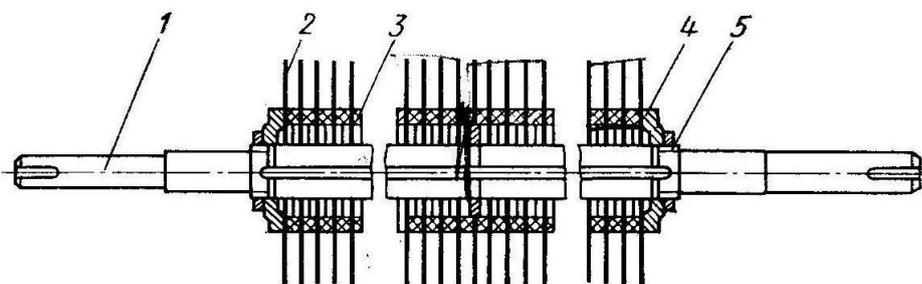
Потребляемая мощность – 75 kW

На рис .2.3. показана конструкция джинного вала в сборе, как известно, на вал при сборке в зависимости от длины и марки машины устанавливаются определенное количество прокладок и пил.

Что в свою очередь имеют смещение центра тяжести от центра тяжести вала, что в свою очередь приводит к смещению массы вала от центра вращения, которое приводит к проявлению дисбаланса вала.

Допустим, масса прокладок и масса пил установленных на валу смещены в пределах допуска по середине вала на величину δ что определяет смещение массы от центра вращения вала. Выполнение сборочных работ и замена прокладок и пил на валу приводит к изменению точки расположения массы, и оно зависит от точности сборки, точности посадки на вал рабочих органов.

Допустим, часть прокладок и пил смещены относительно оси вращения вала на величину δ и каждая из них может иметь смещения в пределах, от δ макс., до δ мин., что трудно контролировать,



На рис .2.3. Конструкция джинного вала в сборе.

Где 1 - вал, 2 - пила, 3 - прокладки, 4 - шайба, 5 - гайка затяжки.

Производим расчет для принятых нами значений параметров вала и режимов работы вала, по методике, изложенной в [2].

Результаты вычислений приведены в виде графических зависимостей, где представлены зависимости дисбаланса от точности сборки и массы противовеса для разных частот вращения вала.

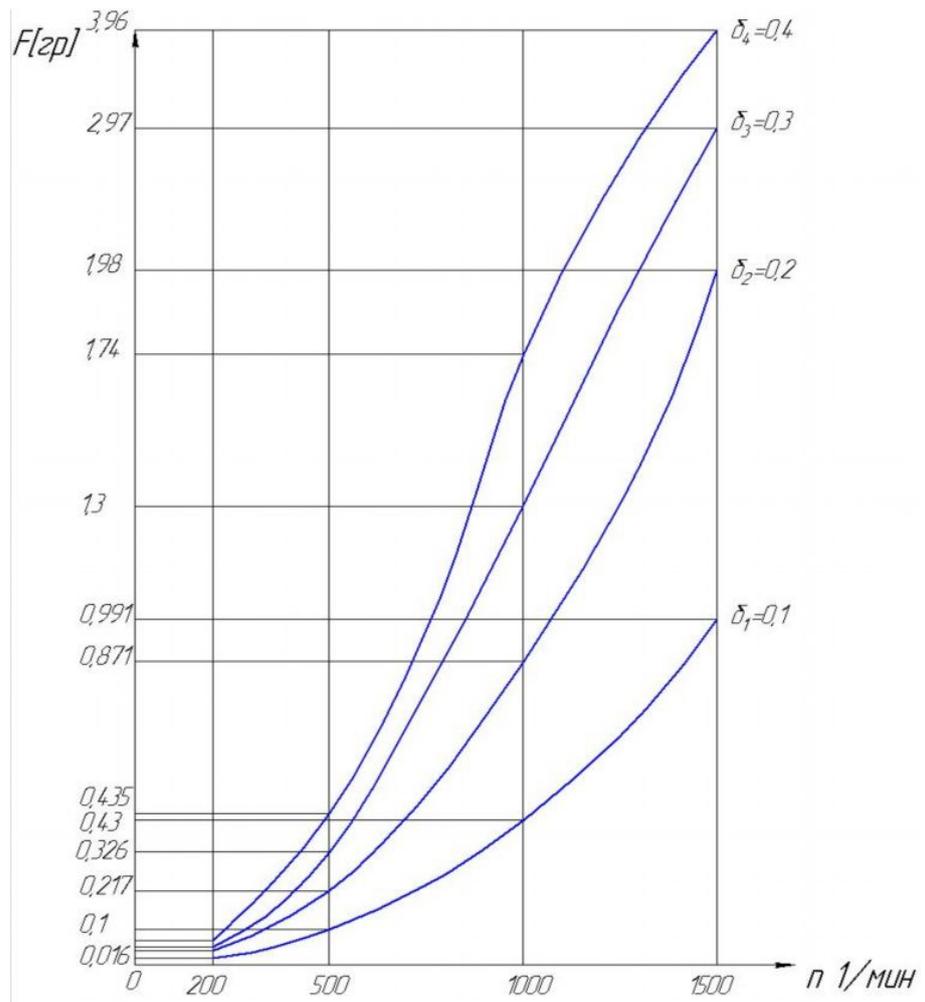


Рис.2.4. Графики зависимости дисбаланса от скорости вращения вала от смешения веса пил.

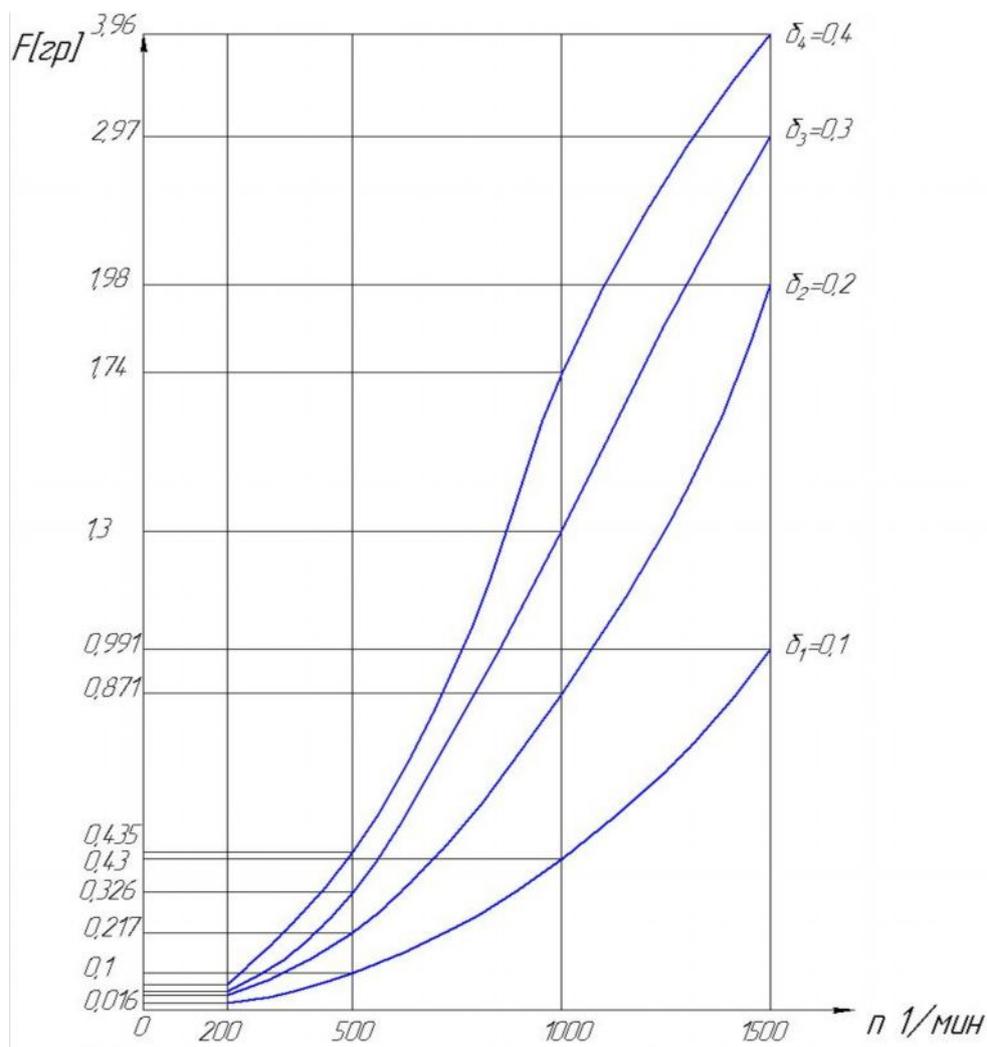


Рис.2.5. Графики зависимости дисбаланса от скорости вращения вала с учетом прокладок.

Из анализа полученных расчетов проведенных в виде зависимостей на графиках, видно величина дисбаланса на валах при их вращении зависит от частоты вращения и величины смещения прокладок и пил относительно оси вращения, что в свою очередь зависит от точности сборки и посадочных размеров элементов.

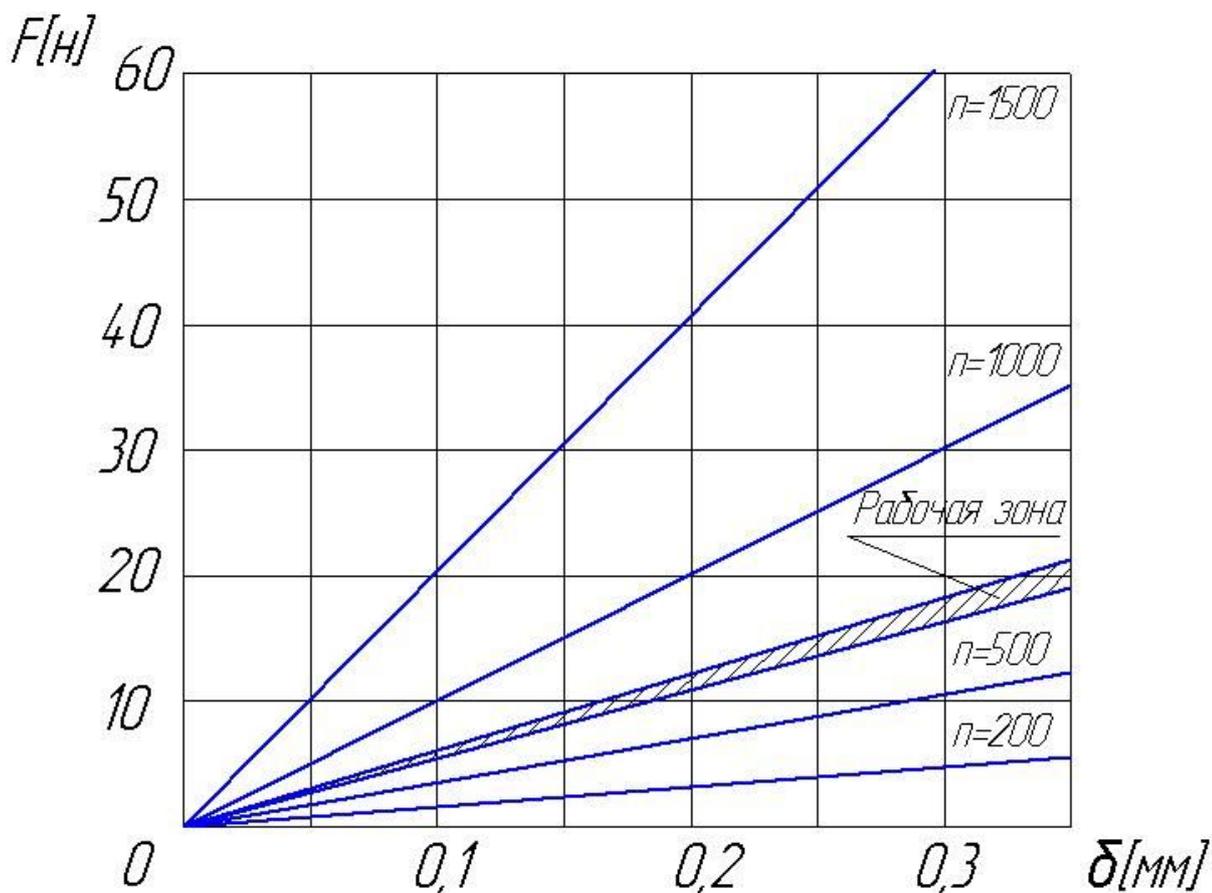


Рис. 2.6. Графики зависимости дисбаланса от смещения веса вала.

Достижения поставленных целей во многом зависит от точности сборки и методов измерения сборочных работ при сервисном обслуживании.

2.3. СТАТИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА.

Статическая неуравновешенность вращающейся детали обнаруживается при не вращающейся детали, откуда и происходит это название. Для узких дискообразных деталей, у которых длина l мала по сравнению с диаметром $l \ll D$ типа шкивов, маховиков, шестерен, узких

вентиляторов проведение только статической балансировки часто дает достаточно удовлетворительные результаты.

Практикой установлено, что если $\frac{l}{D} < 0,2$, то можно ограничиться статическим уравниванием независимо от скорости.

Статическая балансировка применяется для указанных выше деталей при наличии на валу одной детали такого типа (шкив, шестерня, вентилятор), а также деталей, входящих в качестве элемента сборной конструкции (фланцев барабанов, крестовины трепал). В последнем случае этим достигается уменьшение неуравновешенности конструкции в сборе и облегчается последующая динамическая балансировка. Если отсутствует специальный балансировочный станок, удается достигнуть хорошей уравновешенности вала с рядом сидящих на нем узких дискообразных деталей (шкивов, маховиков и пр.), проведением тщательной статической балансировки отдельных деталей. Статическая балансировка чаще всего производится на ножах, а иногда на специальных роликах.

Статическая балансировка может считаться законченной, если после прикрепления уравнивающего груза вращающаяся деталь может устанавливаться в любом положении, не обнаруживая тенденции к перекатыванию.

При статической балансировке всегда имеется погрешность, обусловленная наличием трения качения, при перекатывании вала или оправки по призмам.

При статической балансировке сравнительно легких деталей необходимо применять легкие оправки, так как величина погрешности пропорциональна суммарному весу оправки и детали и может вызвать погрешность, соизмеримую с обнаруживаемым дисбалансом.

Существенное значение на погрешность оказывает также качество поверхностей призм и точность их установки (горизонтальность).

Чтобы получить высокую точность статической балансировки тяжелых быстровращающихся деталей, необходимо ее выполнить в два приема:

1. Сначала уравнивают деталь с оправкой па призмах до такого состояния, чтобы при повороте относительно оси она оставалась неподвижной в различных положениях и не имела тенденции к повороту (состояние безразличного равновесия). Этого можно достигнуть, если разделить деталь по окружности на шесть равных частей, затем, устанавливая каждые два противоположных деления в горизонтальное положение, добиваться подвешиванием грузов неподвижного состояния.

2. Далее определяют величину оставшегося дисбаланса. Для этого устанавливают горизонтально два противоположных деления (например, первое и четвертое). В первой точке подвешивают небольшой груз до тех пор, пока деталь с оправкой не начнет медленно поворачиваться. Взвешивают этот груз. Такую операцию производят для всех шести делений и заносят результаты в таблицу и строят график, который при тщательном проведении балансировки должен иметь форму синусоиды.

Определяют по этой кривой величину A_{\max} и A_{\min} (эти величины могут не совпадать ни с одним делением), а по ним груз, который необходимо прикрепить для полного уравнивания детали и место прикрепления. Это определение производится исходя из следующих элементарных выкладок. Допустим, что оставшийся дисбаланс равен $G_x P_x$, а момент трения качения $G_R P_R$. Пусть минимальный груз потребовался в положении 2, а максимальный в положении 5 (рис.2.3.). Тогда для этих положений можно соответственно записать следующие уравнения равновесия: $G_x p_x + \Delta d_{\min} = G_R P_R$, положении 2; $G_x p_x + G_R P_R = \Delta d_{\max}$, в положении 5, где

$\Delta d_{\min}, \Delta d_{\max}$ – дисбалансы прикрепляемых грузиков соответственно во 2 и 5 положениях, расчетным путем, найдем две неизвестных величины:

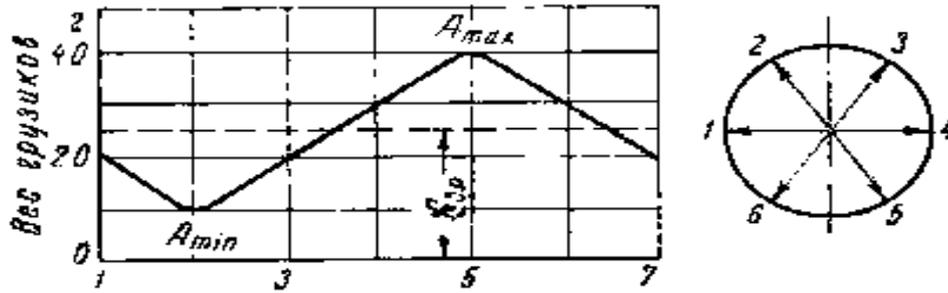


Рис.2.7. Диаграмма изменения уравнивающих грузиков в зависимости от их углового положения.

$$\left. \begin{aligned} G_R p_R &= \frac{\Delta d_{\min} + \Delta d_{\max}}{2} = \Delta d_{\min} + \frac{\Delta d_{\min} - \Delta d_{\max}}{2} \\ C_x p_x &= \frac{\Delta d_{\min} - \Delta d_{\max}}{2} \end{aligned} \right\} \quad (2.13.)$$

Таким образом, ордината на кривой изменения дисбаланса, соответствующая средней линии, будет характеризовать момент трения качения, а амплитуда кривой величину оставшегося дисбаланса, который не был обнаружен при первой операции балансировки. Уравнивающий груз, соответствующий искомому дисбалансу $G_x p_x$ должен быть прикреплен на радиальном направлении, соответствующем Δd_{\max} .

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ БАЛАНСИРОВКИ ВАЛОВ.

3.1. ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ СХЕМА ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.

Современные балансировочные станки строятся с подвижными упруго-подвешенными (чаще всего маятникового типа) опорами с применением

электроники для определения векторов дисбаланса в выбранных плоскостях.

Под действием сил от неуравновешенных масс балансируемой детали, принудительно приводимой во вращение от специального привода через упругую муфту, опоры совершают колебания.

Амплитуда и фаза этих колебаний зависят от величины дисбалансов и характера распределения их в детали. Механические колебания опор с помощью датчика, чаще всего индукционного типа, преобразуются в электрические.

Так как колебания опоры зависят от дисбаланса обеих плоскостей приведения, то для выделения составляющих колебаний от дисбаланса той или иной плоскости в каждой из плоскостей применяются электрические решающие устройства, благодаря которым амплитуда колебаний опоры пропорциональна величине дисбаланса близлежащей к опоре плоскости приведения.

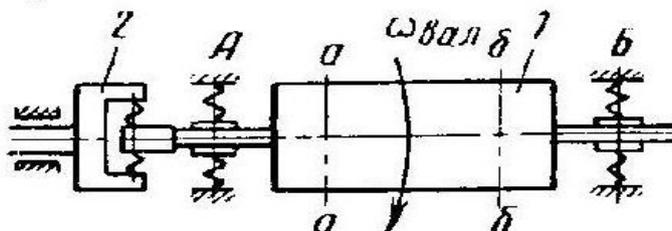


Рис.3.1. Схема установки ротора на упругих опорах на станке ПЕ-2.

Рассмотрим конструкцию рабочего вала джина в сборочном варианте, схема которой приведена на рис. 3.1. Вал установлен на опорах качения 1 и 2 приводится во вращения с помощью ременной передачи электродвигателем, установленным в нижней части установки. Нагрузка создаваемая от смещения массы и деформации вала джинных машин фиксируется посредством датчиков установленных на опорах. Измеренные параметры дисбаланса обрабатываются блоком 13 и после вычислений значений дисбаланса на экране дисплея 14 высвечивается.

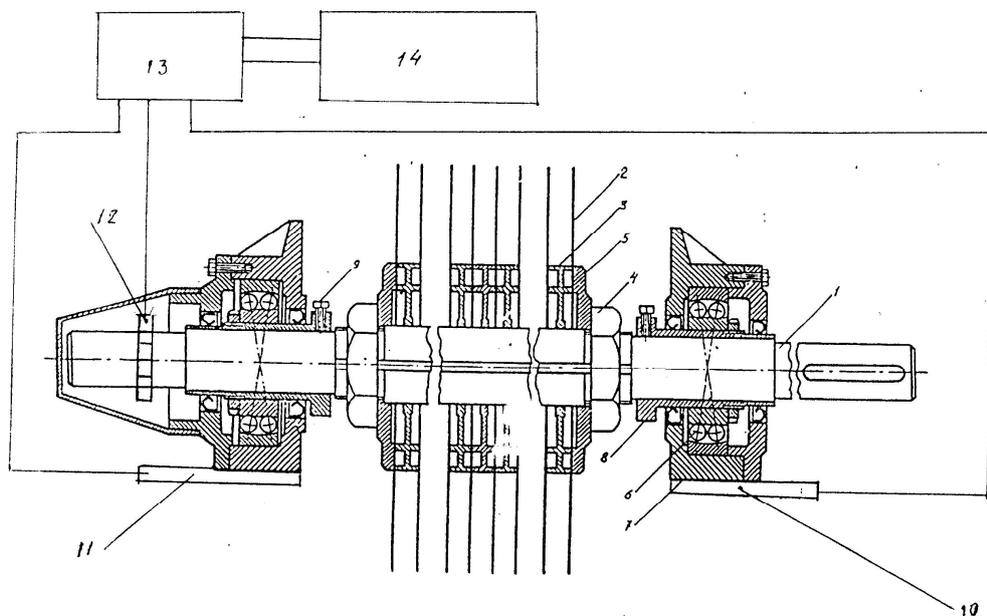


Рис.3.2. Пильный цилиндр джина.

1-пильный вал; 2-пила; 3-междупильная прокладка; 4-гайка; 5-шайба; 6-подшипник; 7-корпус подшипника; 8-втулка; 9-стопарный винт; 10-пьезодатчик провой опоры; 11-пьезодатчиклевой опоры; 12-угломер; 13-цифровой преобразователь; 14- аналоговый преобразователь;
 Схема экспериментальной установки приведена на рис. 3.3.



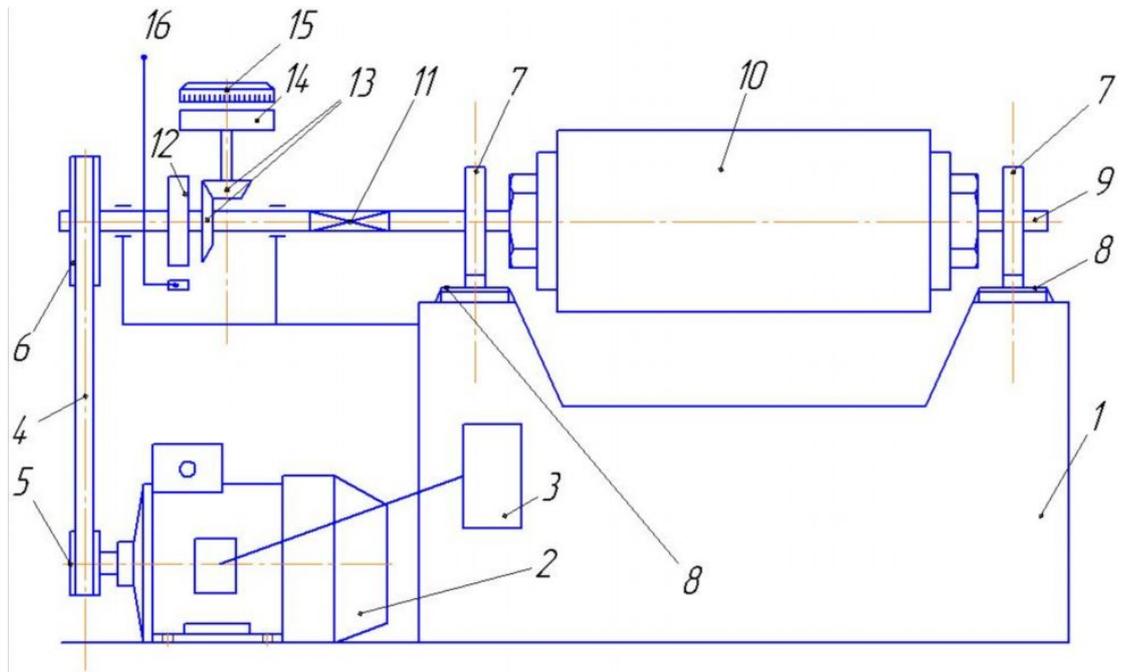


Рис. 3.4. Кинематическая схема экспериментальной установки для балансировки вала.

Для измерения дисбаланса вала нами предлагается система измерения при помощи датчиков смещения. Общий вид и кинематическая схема приведена на рис.3.3. и 3.4.

Конструкция установки состоит из сварного корпуса 1, имеющего площадки для установки опоры вала с чувствительными элементами 8.

Для привода вала во вращения на установке установлен электродвигатель 2 с тиристорной системой управления 3, вращение передается при помощи ременной передачи 4 посредством шкивов 5 и 6. На станине 1 в опорах 7 на подшипниках качения устанавливается вал 9 в сборе с прокладками после сборки в пакет 10 с прокладками. Вал джинный или линтерный в сборе соединяется с приводом посредством карданной передачи 11, что дает возможность валу беспрепятственно смещаться по координатам измерения усилия от дисбаланса. Также на валу соосно установлен механизм торможения 12 приводимый в действие рукояткой 16 при окончании работ.

Измерение дисбаланса вала и положения дополнительной массы определяется путем вращения дисков 15 относительно диска 14. Основным отличием данной установки от существующих конструкций, является универсальность, простота действия при измерении параметра дисбаланса. Согласно данным проведенных исследований выяснилось, что при помощи данной установки сбалансированные валы, имеют высокую динамическую устойчивость при высоких скоростях работы машины.

3.2. ПЬЕЗОДАТЧИК ПОВЫШЕННОЙ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ.

Датчик (рис.3.5.а, б) состоит из прямоугольного стержня 5 с укрепленным на его свободном конце грузиком 1 и пьезоэлемента, состоящего из двух пьезокерамических пластинок 3 и 4, которые приклеиваются или припаиваются к стержню. Стержень имеет хвостовик, с помощью которого датчик закрепляют на подвесе 2.

При колебаниях подвеса, вызываемых неуравновешенностью, происходит изгиб стержня в результате действия инерционной силы F . Это приводит к появлению электрического напряжения на торцовых гранях пьезоэлемента, которое и измеряется. Сила, создающая изгибающий момент

$$F = \frac{2E_1 \lambda \xi^3}{l_1^3} \frac{\delta_m}{2d} \quad (3.1.)$$

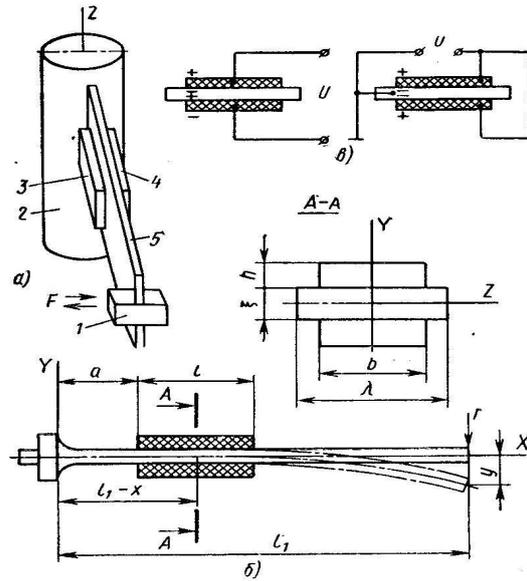


Рис. 3.5. Пьезодатчик повышенной чувствительности:

a - конструкция; *б* - расчетная схема; *в* - схемы соединения пластин.

Масса грузика, необходимая для настройки на рабочую частоту

колебаний подвеса,

$$m = \frac{2E_1 \lambda \xi^3}{l_1^3 \omega^2} - 0.23m_2, \quad (3.2.)$$

где D - степень успокоения; m_2 —масса стержня;

E_{II} , l_x , K , I - соответственно модуль упругости, длина, ширина и половинное значение толщины стержня; δ_m, ω - амплитуда и частота вынужденных колебаний подвеса.

Электрическое напряжение, возникающее на торцовых гранях пластинки пьезоэлемента в результате действия силы F , находим из выражения

$$u = \frac{d_{33}}{C_0} \int_S \sigma dS \quad (3.3.)$$

где d_{33} - пьезоэлектрический модуль; C_0 - емкость пьезоэлемента; σ - нормальное напряжение; $S = l \cdot b$ - площадь пластинки пьезоэлемента, а l и b - ее длина и ширина.

Нормальное напряжение в сечении А—А датчика (рис. 1, б)

$$\sigma = \frac{F(l_1 - x)}{J_{\text{д}}} y_1 \quad (3.4.)$$

где $y_1 = \xi + \frac{h}{2}$ ордината точки, в которой определяется σ ;

h - толщина пластинки пьезоэлемента; $J_{\text{д}}$ - суммарный момент инерции сечения, равный

$$J_{\text{д}} = \frac{\lambda(2\xi)^2}{12} + \frac{bh}{6} + 2(\xi + h/2)^2 bh \quad (3.5)$$

Интегрируя выражение (1) в пределах от a до $a + l$ и полагая $dS = b dx$, получим

$$u = \frac{d_{33}}{C_0} \frac{E}{J_{\text{д}}} bl(\xi + h) \left(l_1 - a - \frac{1}{2} \right) \quad (3.6)$$

Емкость пьезоэлемента определим по формуле

$$C_0 = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_n S}{h} \quad (3.7.)$$

где ε_0 - электрическая постоянная, зависящая от выбора системы единиц; ε_n - диэлектрическая проницаемость материала пьезоэлемента.

Действующее напряжение на выходе датчика

$$U = \frac{d_{33} h (\xi + h/2) (2l_1 - 2a - l) E_1 \lambda \xi^3}{\sqrt{2\varepsilon_0 \varepsilon_n} \left[\frac{\lambda(2\xi)^2}{12} + \frac{bh^3}{6} + 2(\xi + h/2)^2 b/h \right] l_1^3} \cdot \frac{\delta_m}{2D} \quad (3.8)$$

Приведем некоторые сведения о конструкции датчика, который испытывался в лабораторных условиях.

Каждая из двух пластинок пьезоэлемента имела: $l = 13$ мм, $b = 10$ мм, $h = 0,35$ мм и была выполнена из пьезокерамики на основе цирконата свинца марки ЦТС-19.

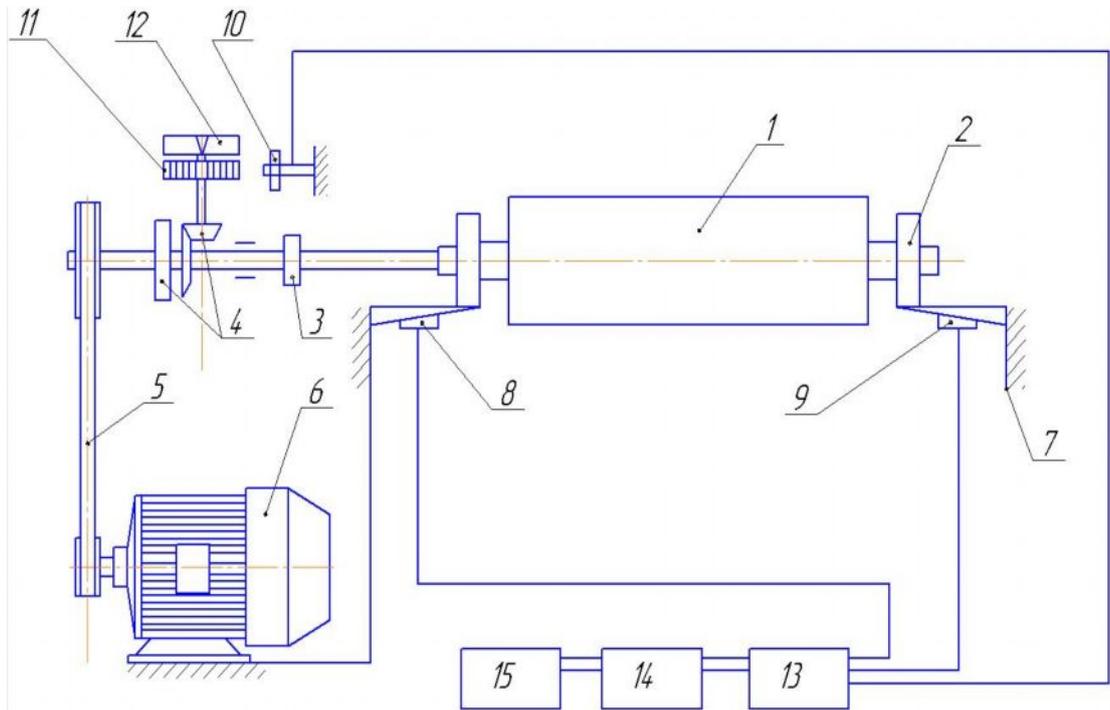


Рис. 3.6. Схема измерительной установки с пьезоэлементами.

Последняя обладала значительной величиной пьезоэффекта, высокой стабильностью и характеризовалась следующими постоянными:

$$d_{33} = 200 \times 10^{-12} \frac{K}{H}, \quad \varepsilon_n = 1500, \quad \varepsilon_0 = \frac{1}{4\pi \cdot 9 \cdot 10^9} \frac{\Phi}{M} \quad (3.9.)$$

Стальной стержень (сталь 65Г, $E_x = 196 \cdot 10^9$ Н/м²) имел размеры: $l_x = 50$ мм, $\lambda = 12$ мм, $2\xi = 0,45$ мм. Пластины пьезокерамики припаивались к стержню на расстоянии $a = 5$ мм от хвостовика. Датчик настраивался в резонанс с рабочей частотой колебаний $f = 37,5$ Гц с помощью грузика

массой $m_1=68$ г. В результате такой настройки датчик приобретает свойства резонансного фильтра с добротностью около 15.

В зависимости от поляризации пьезокерамики и схемы соединения пластин (см. рис. 1, е) можно получить сумму напряжений (последовательная схема) либо сумму зарядов (параллельная схема).

3.3. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ БАЛАНСИРОВОЧНЫХ РАБОТ ПРИ СЕРВИСНОМ ОБСЛУЖИВАНИИ ДЖИННЫХ И ЛИНТЕРНЫХ ВАЛОВ.

Балансировочный станок Б-1 разработан в ТИТЛП коллективом сотрудников под руководством Бабаджанова С.Х. Этот станок предназначен для динамической балансировки джинных и линтерных валов хлопкоочистительных машин ДП-130 и ДП-80 массовом производстве в производственных условиях.

Балансировочный станок Б-1 также может применяться, и для балансировки крупногабаритных барабанов и тяжело нагруженных деталей весом 20-120 кг диаметром до 500 мм и длиной между опорами 500-2400 мм. Балансировка джинных и линтерных валов требует не более 1 мин.

Балансировка проводится на требуемой фиксированной угловой скорости $725 + X 25$ об/мин. Схема установки и общий вид показана на рис. 3.7.

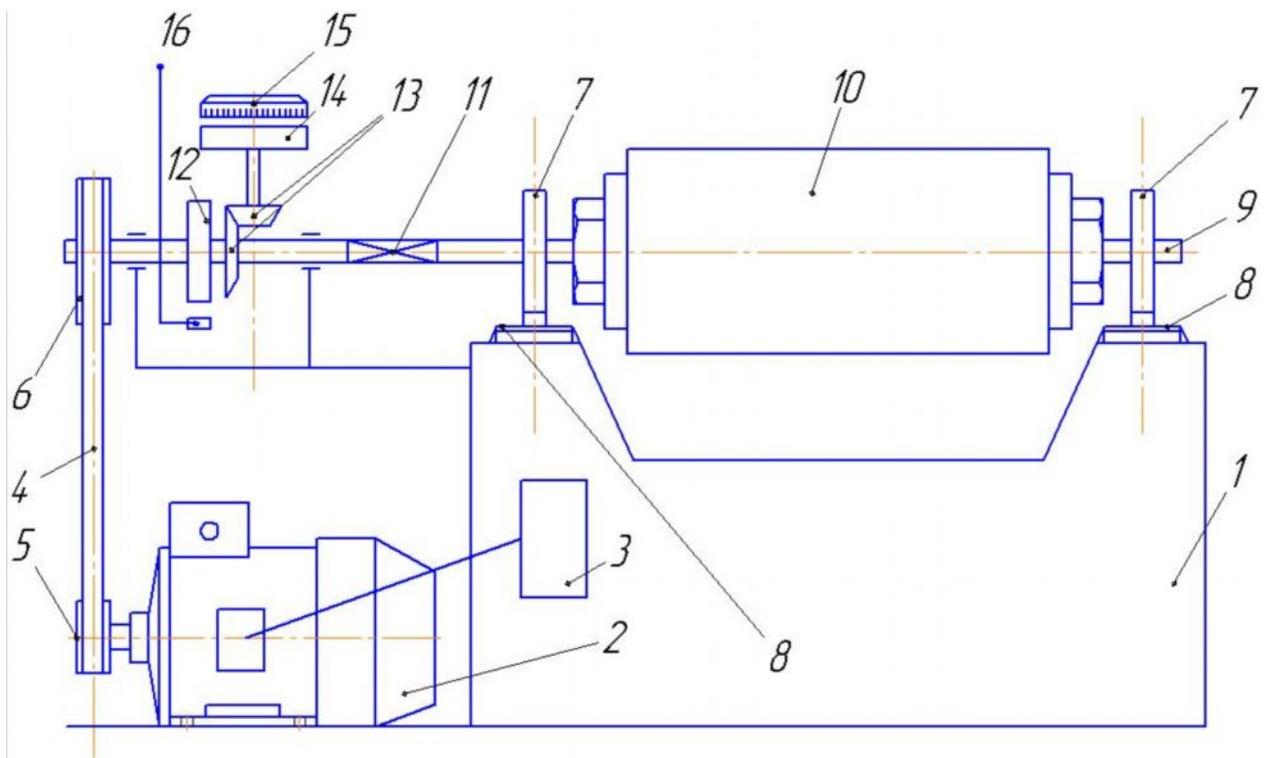
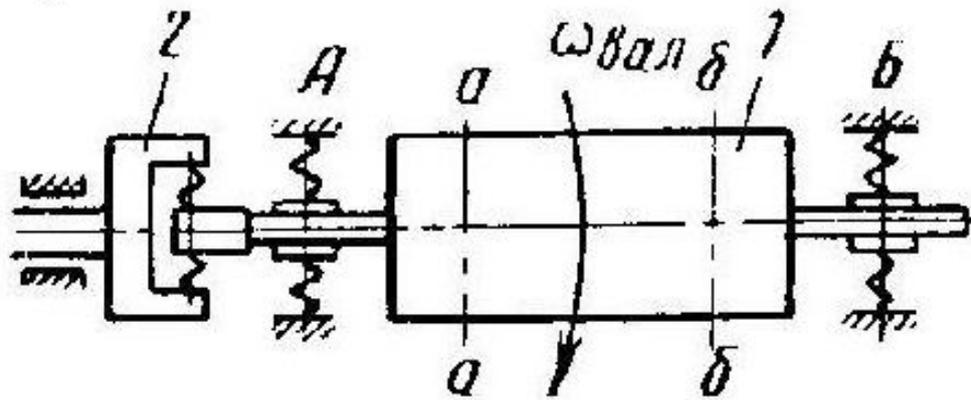


Рис. 3.7. Схема и кинематика установки джинного вала на упругих опорах на станке Б-1.

Уравновешивание может быть проведено в плоскостях приведения $a - a$ и $б - б$. Противовесы в плоскостях $a - a$ и $б - б$ могут быть заменены противовесами в плоскостях опор A и B . Связь между противовесами в плоскостях $a - a$ и $б - б$ в плоскостях опор A и B имеет вид:

$$G_a \cdot \bar{\rho}_a = G_A \bar{\rho}_A - K_1 G_B \rho_B \quad (3.10)$$

$$G_b \cdot \bar{\rho}_b = G_B \bar{\rho}_B - K_1 G_A \bar{\rho}_A \quad (3.11.)$$

где C_p - вектор противовеса, направление которого определяется радиусом - вектором его углового расположения в соответствующей плоскости вращения;

K_1 и K_2 - коэффициенты, зависящие от осевого расположения плоскостей уравнивания данной балансируемой детали.

При угловой скорости вращения детали (во время балансировки) $\omega = 4\omega_c$ (ω собственная частота колебаний системы) амплитуда вынужденных колебаний приближается к асимптотическому значению, а угол сдвига фаз p приближается к 180^0 . При таком выборе угловой скорости балансировки амплитуда и угол сдвига фаз достаточно стабильны. В таком случае по параметрам колебаний опор можно с достаточной точностью судить о величинах противовесов и их угловом расположении в плоскостях A и B . Амплитуда колебаний опоры a или скорость v пропорциональны величине противовеса, а фаза колебания от какого-либо условна выбранного начала отсчета определяет угловое расположение противовеса при постоянной угловой скорости балансируемой детали.

Опоры A и B жестко связана с подвижной системой пезодатчиков, преобразующего механические колебания в электрические.

При постоянных параметрах датчики и угловой скорости балансировки ω , э.д.с., генерируемое им, пропорциональна величине амплитуды (а последняя пропорциональна величине d дисбаланса) и имеет относительно возмущающей силы постоянный угол сдвига фаз, которая учитывается на машине соответствующей установкой нулей на шкале углового отсчета.

Связь между величинами противовесов справедлива и для соответствующих электродвижущих сил:

$$\begin{aligned}\overline{E}_1 &= \overline{E}_A - K_1 \overline{E}_B, \\ \overline{E}_2 &= \overline{E}_B - K_2 \overline{E}_A.\end{aligned}\quad (3.12)$$

По величинам и фазам \overline{E}_1 и \overline{E}_2 можно судить о величинах и угловых расположениях противовесов в плоскостях 1 и 2

$$\left. \begin{aligned}G_1 \rho_1 &= \xi_1 \cdot E_1 \\ G_2 \rho_2 &= \xi_2 \cdot E_2\end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

где ξ_1 и ξ_2 - масштабные коэффициенты.

Таким образом, для получения величины E_1 , пропорциональной амплитуде колебания, вызванного дисбалансом в плоскости 1, необходимо из полной э.д.с. \overline{E}_A вычесть векторным образом часть $K_1 \overline{E}_B$.

Это осуществляется встречным соединением датчиков и векторным суммированием полной э.д.с. \overline{E}_A с частью э.д.с. \overline{E}_B , складывающейся при таком включении со знаком минус

Аналогично находится и величина, \overline{E}_2 которой пропорционален противовес в плоскости 2.

Измеряя на зажимах \overline{E}_1 или \overline{E}_2 соответствующие э.д.с. указывающим прибором, легко получить, зная масштабные коэффициенты, величины $G_1 \rho_1$ и $G_2 \rho_2$.

Так как э.д.с. датчика пропорциональна скорости колебаний опоры X , то изменение э.д.с. датчика будет таким же как и изменение скорости колебаний.

Наклон кривой $\dot{X} = f(t)$ будет при этом максимальным. Это обстоятельство и используется для определения фазы.

С помощью электронной схемы синусоида преобразуется в трапецию путем среза ее снизу и сверху. Трапецеидальный сигнал дифференцируется, в результате чего получаются два пикообразных импульсов - положительный и отрицательный, вершины которых совпадают с точками пересечения синусоиды и оси абсцисс.

Для удобства работы угол на валу отсчитывается от одного фиксированного положения – от оси шпоночной канавки.

С помощью делителя напряжения (потенциометра) $П$ выбирается часть напряжения b_2 , равная по величине напряжению a_2 , но противоположно направленная.

Таким образом, результирующее напряжение (снимаемое с трансформатора T), вызванное дисбалансом W_2 , равно нулю. Если менять величину дисбаланса W_2 , то результирующее напряжение будет оставаться равным нулю, так как в этом случае напряжения a_2 и b_2 будут меняться пропорционально. Следовательно, в данном положении схемы счетчик дисбаланса E не будет реагировать на произвольный дисбаланс W_2 , помещенный в плоскости 2-2.

Угловое расположение дисбаланса (в плоскостях приведения 1-1 и 2-2) определяется поворотом рукоятки S .

После установки станка деталь устанавливается в таком положении, чтобы против указателя стояло то число, которое было видно во время работы станка. В горизонтальной плоскости против указателя к детали прикрепляется уравнивающий груз.

Настройка станка на серию деталей производится рукоятками на электроизмерительном пульте по одной из деталей данной серии, предварительно отбалансированной на данном станке. При настройке устраняются неуравновешенность приводной муфты, возможное влияние неуравновешенности в одной плоскости исправления при измерениях

неуравновешенности в другой плоскости, а также определяется цена деления шкалы прибора, указывающего величину неуравновешенности. Цена деления шкалы прибора может быть выражена: весом, длиной прутка заданного профиля, припаиваемого к валу или к барабанам.

Для последующих балансируемых деталей место расположения уравнивающих противовесов для каждой плоскости исправления отчитывается в угловых единицах по лимбу, расположенному на шпиндельной бабке, а величина неуравновешенности - в принятых при настройке единицах по шкале миллиамперметра. Данные для обеих плоскостей исправления определяются за один пуск станка. После измерений и остановки станка ротор от руки поворачивают на указанные при измерениях углы, отсчитываемые в этом случае по лимбу на шпинделе станка. Время на производство измерений на настроенном станке составляет 1-2 мин. Точность измерения величины неуравновешенности зависит от точности сборки валов.

Местом установки грузиков для каждой плоскости выбирается на поверхности прижимных шайб, которые расположены в крайних точках вала и затягиваются гайками, общие виды которых приведены на рисунках 3.8.



Рис. 3.8. Общий вид прижимной шайбы и гайки с прокладками для вала.

На основании предварительных исследований процент неуравновешенности джинных валов составляет до 10% от массы прокладок и пил. При измерениях на установке вес дополнительных грузиков не превышает на одну сторону вала 100 гр. Из анализа результатов проведенных исследований выяснилось, что балансировочное устройство и метод приемлем и для валов линтерных машин. Грузики изготавливаются в виде секторов и сегментов, которые закрепляются на крайние прокладки при помощи болтов на торцы в точках отсчета по прибору установки.

3.4. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ВНЕДРЕНИЯ БАЛАНСИРОВОЧНОГО СТАНКА.

Разработанная методика позволила спроектировать устройство для балансировки джинных и линтерных валов в производственных условиях с малыми затратами времени и с высокой точностью для применения на производстве, в частности на хлопкозаводе «Нишон» Кашкадарьинского вилоята.

Методика предложена, с целью увеличения производительности и качества балансировки валов, повышения качества работы джинных валов и получения экономического эффективности.

Расчет годовой экономической эффективности по следующей методике:

$$\mathcal{E} = Z_1 \cdot \frac{e_2}{e_1} \cdot \frac{(I_1 - I_2) - E_H \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_H} - Z_2 \quad (3.14)$$

Где: Z_1 и Z_2 - Расходы по базисному и предложенному способу;

$\frac{e_2}{e_1}$ - коэффициент производительности по сравнению к базисному;

I_1 и I_2 - сравнительные расходы по отношению двух вариантов к расходам эксплуатации - 0,15;

K_1 и K_2 - капитальные вложения для двух вариантов;

P_2 - коэффициент морального старения – 0,164.

Экономическая прибыль рассчитывается для двух вариантов методом сравнения расходов.

Распорядок работы хлопкозавода «Нишон ПТ»:

5-ти дневная рабочая неделя, с 8 часовым рабочим временем в одну смену, в две смены за рабочий день, итого рабочих дней 253 и фонд времени 3728 часов.

Данные для расчета экономической эффективности от внедрения балансировочной установка приведены в таблице 3.1.:

Таблица 3.1.

Т/Р	Показатели	Единица измерения	Варианты	
			Базис	Предложенный вариант
1.	Годовая выработка хлопка	Тыс. тонн.		
2.	Стоимость балансировочной установки	Тыс. Сум	5000	1000
3.	Потребляемая мощность установки	кВт.час.	10	4,4
4.	Затраченное время на один вал	Минут	30	5
5.	Показатель точности		0,5	0,95
6.	Время работы цилиндра	Час.	72	75

7.	Производительность (для одного вала)	Кг Пил\час	16	16,1
8.	Амортизационные отчисленияб: -капитальный ремонт; -плановый ремонт.	% %	15,4 5,0	15,4 5,0
9.	Расходы на монтаж и транспортировку	%	10,0	10,0
10.	Стоимость одного кВт час Электра энергии	Сум	74	74
11.	Количества рабочих	Человек	2	1
12.	Квалификация рабочих		3	3
13.	Фонд годового времени	Час	3728	3728

Расходы на подготовку базисного и предложенного вариантов устройств ($З_1$ ва $З_2$) тысяч сумов.

Таблица 3.2.

Т/р	Показатели	Базисный вариант	Предложенный вариант
1.	Стоимость устройства	5000	1000
2.	Капиталовложения затраченные, на один рубль, стоимости приспособления)	0,79	0,79
3.	Капитальные вложения	3950	790
4.	Расходы на исследования и опыты.		400

	Всего:	8950	2190
--	--------	------	------

Расходы на эксплуатацию для двух вариантов приведены в таблице 3.3 (I_1 и I_2) в тысячи сум

Таблица 3.3.

Т/р	Показатели	Базисный вариант	Предложенный вариант
1.	Амортизационные отчисления:		
	- на капитальный ремонт;	1378,30	337,26
	- на текущий ремонт;	447,50	109,50
2.	Расходы на транспортировку и монтаж оборудования	895,0	219,0
3.	Расходы на электроэнергию	2758,72	1213,84
	Всего:	5479,52	1879,60

Дополнительные расходы на капитальные вложения.(расходы на подготовку принимается в пределах от стоимости принимается 10 %):

$$K_1 = \frac{8950 \times 10}{100} = 895 \text{ тысяч сум}$$

$$K_2 = \frac{2190 \times 10}{100} = 219 \text{ тысяч сум} \quad (3.15)$$

Сравнительный расчет коэффициента рентабельности по отношению нового варианта к существующему.

$$\frac{e_1}{e_2} = \frac{16,1}{16} = 1,0063$$

Подставляя в выражение рассчитываем годовую экономическую эффективность.

$$\begin{aligned}\mathcal{E} &= 8950 \times 1,0063 + \frac{(5479,52 - 1879,6) - 0,15(895 - 219)}{0,164 + 0,15} - 2190 = \\ &= 9006,38 + 11141,78 - 2190 = 17958,16 \text{ тыс. сум}\end{aligned}$$

Таким образом, при применении балансировочного станка предприятие получает прибыль в год от установки 17 мил. 958тыс. 160 сумов.

Экономия достигается при соблюдении следующих требований:

- 1) Уменьшение расходов на оборудование;
- 2) Экономия электроэнергии;
- 3) Повышение производительности;
- 4) Повышения точности оборудования;
- 5) Время работы отбалансированных валов увеличилось от 72 часов до 75 часов.

ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЯ

1. Из анализа проведенных исследований и первоисточников посвященных балансировке вращающихся валов и роторов выяснилось, что далеко не все системы являются приемлемы для балансировки джинных и линтерных валов.

2. Составлена математическая модель расчета динамического уравнивания валов применительно к валам джинных и линтерных машин.

3. Разработана система балансировки и методика балансировки валов в рабочих режимах в производственных условиях.

4. Спроектирован и изготовлен опытный образец экспериментальной установки для исследования джинных и линтерных валов в режимах близких к реальным условиям.

5. Разработанная методика балансировки валов может применяться для других конструкций узлов хлопкоочистительных машин, таких как колковые барабаны, пильчатые барабаны и т.д.

6. Простота конструкции измерительного устройства, позволяет изготовить конструкцию системы в производственных условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. И.А. Каримов. Из доклада 21.01.2011 г. на заседании Кабинета Министров Р.Уз. Газета «Народное Слово». 22.01.2011г.
2. И.А. Каримовнинг «2012 ЙИЛ ВАТАНИМИЗ ТАРАККИЁТИНИ ЯНГИ БОСКИЧГА КУТАРАДИГАН ЙИЛ БУЛАДИ» мавзусидаги маърузасини урганиш буйича укув кулланма.
3. Г.И. Мирошниченко. Основы проектирования машин первичной обработка хлопка. «Машиностроение» Москва 1972 г. ст. 152
4. В.А. Щепетильников. Уравновешивание роторов и механизмов «Машиностроение» Москва 1978 г.
5. А.И. Макаров. Основы проектирования текстильных машин «Машиностроение» Москва 1976 г.
6. Пахтани дастлабки ишлаш буйича справочник «Ворис-ношриёти» Тошкент – 2008 й.
7. Егоров И.Г. Балансировочные станки справочник М. 1987 г.,
8. Я.И. Коритыцкий, Г.Н. Захаров, Л.Ю. Поляковский, В.К. Макаров и Б.Т. Зонов. Приборы и установки для исследования текстильных машин. «ВНИИЛТЕКМАШ» Москва 1958.
9. Бакшис А.К., Шнрвинскас Б.И., Дашевский Р.А. К вопросу динамической подбалансировки электрических машин в сборе. В сб.: «Вибротехника», Вильнюс, «Минтис», 1071, №3 (12), с. 101.
10. Вартанян Л.З., Григорян А.Х., Кандаян С.Г., Мадатов В.Р., Саркисян А.Е. Гамма автоматических машин. В сб.: «Теория и практика балансировочной техники». М., «Машиностроение», 1973, с. 435.
11. Захаров В.А. Автоматизация балансировочных работ. В сб.: «Теория и конструкция балансировочных машин». М., Машгиз, 1953, с.405.
12. Ковалев М.П., Моржаков С.П., Терехова К.С. Динамическое и

статическое уравнивание гироскопических устройств. М., «Машиностроение», 1977.

13. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М., «Машиностроение», 1909, с. 556.

14. Ксхьяинов Т.П. Исследование конструктивных особенностей балансировочной машины с двумя неподвижными опорами. Сб.: «Теория и конструкция балансировочных машин». М., Машгиз, 1963, с. 72.

15. Левит М.Е., Ройзман В.П. Вибрация и уравнивание роторов авиадвигателей. Л1., «Машиностроение», 1970.

16. Петров Г.Н., Суетин В.А., Устинов А.П. Балансировочные машины без жестких связей оси ротора с неподвижным основанием. Труды МВТУ. «Теория механизмов». Вып. (М.. 1973, с. 76.)

17. Самсаев Ю.А. «Намерение фазы сигнала от дисбаланса при наличии помех. В сб.т в Теория и практика балансировочной техники». М., «Машиностроение», 1973.

18. Самсаев Ю.А., Феоктистов П.Н., Трукаев Ю.В. Автоматические устройства к балансировочным станкам. «Механизации и автоматизация производства», 1972, № 5. с. 20.

19. Соколов П.К. Балансировочные машины для динамического уравнивания жестких роторов. В сб.: «Теория и практика балансировочной техники». М., «Машиностроение», 1973. с. 4

20. Щепетильников В.А. Современное состояние балансировочной техники. В сб.: «Уравнивание машин и приборов». М.. * «Машиностроение», 1965, с-7

21. Щепетильников В.А. Общие вопросы балансировки вращающихся масс в учебном курсе теории механизмов и машин. В сб.: научно-методических статей по «Теории механизмов и машин». Вып. 3. М., «Высшая школа», 1973, с. 50.

22. Щепетильников В.А. Балансировочные машины пятого класса типа Б. Труды МИИТ. Вып. № 97, 1958, с. 50.
23. Макаров А.И. и др. Расчет и конструирования машин прядильного производства - М.: «Машиностроение», 1979г.
24. Севостьянов А.Г. Теория процессов новых способов формирования пряжи М.: «Легпрбытгиздат», 1974г.
25. Эфрос Л.Е. Механика и конструктивный расчеты ровничных машин. М.: Машиностроение, 1971г.
26. Справочник по математике Бронштейн И.Н. Семендяев К.А. - М.: Наука 1981г.
27. Дмитриев В.А. Детали машин - Л. «Судостроение» 1970г.
28. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: «Наука», 1975г.
29. Купчинов Б.И. Создание и исследование процессов формирования машиностроительных материалов и конструкций на основе древесины и полимеров. Автореферат. докт. дис. - Мн., 1975, 32с.
30. Ковалев М.П., Моржаков С.П, Терехова К.С.Динамическое и статическое уравнивание гироскопических устройств. М., «Машиностроение» 1974, 252 с.
31. Суминов В.М и др. Уравновешение вращающихся тел лучом лазера. М., «Машиностроение» 1974, 176 с.
32. Суминов В.М и др. Исследование точности уравнивания роторов лучом оптического квантового генератора. В сб.:
33. «Теория и практика балансировочной техники». Под ред. В.А Щепетильникова. М., «Машиностроение» 1973, 456 с.
34. Суминов В.М, ГольдбергМ.М., Баранов П.Н Устройства для автоматической балансировки роторов. Авторское свидетельство № 415531 от 23.2.71. Бюллетень изобретений, 1974, №6.

35. Левит М.Е, Максименко А.И. Повышение эффективности балансировки роторов. В сб.: «Колебания и балансировка роторных систем». Под ред. канд. техн. наук А.А. Гусарева. М., «Наука», 1974 с.69-76.

36. Левит М.Е, Ройзман В.П. Вибрация и уравнивание роторов авиадвигателей. М., «Машиностроение», 1970.172 с.

37. Шубин А.А Рациональные режимы работы балансировочных машин с подвижными опорами для точного уравнивания роторов. В сб.:

38. «Теория и конструкция балансировочных машин». Под ред. проф. В.А. Щепетильникова. М., Машгиз,1963,с 51-71.

39. Суминов В.М. и др. Уравнивание вращающихся тел лучом лазера. М., «Машиностроение», 1974, 175 с.

40. Суминов В.М., Гольдберг М.М., Баранов П.Н. Устройство для автоматической балансировки роторов. Авт. свид. № 415531, 23.11.1971. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки 1974, № 6.

41. www.fips.ru/ipc6/d/d01h. - Прядение и кручение (способы разматывания).

42. WWW.RITM-MAGANE.RU

43. www.electronics.ru

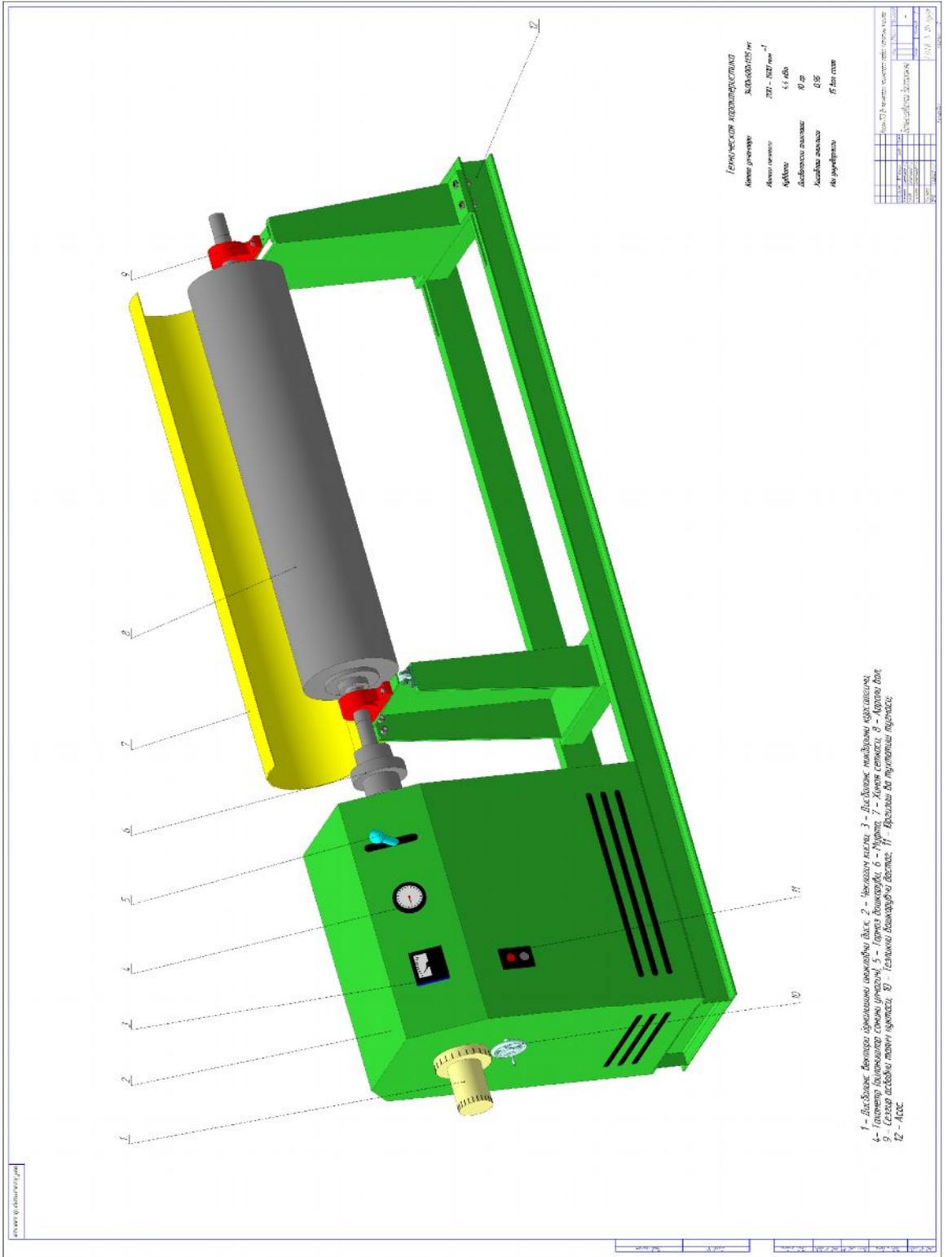
44. www.photonics.su

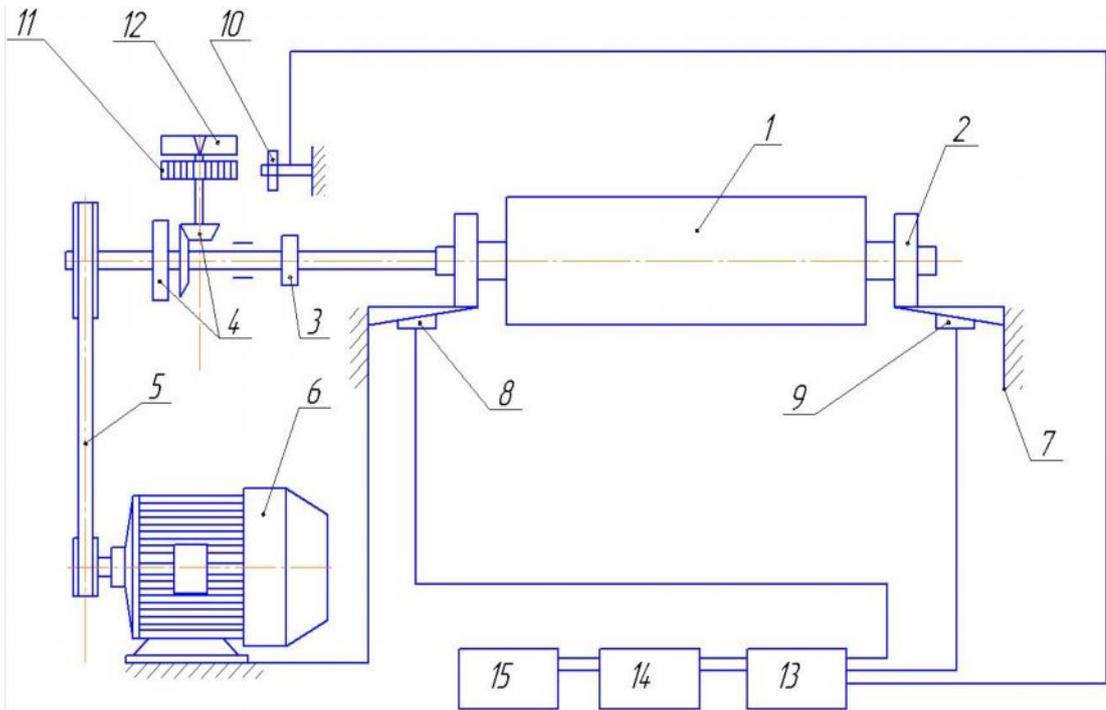
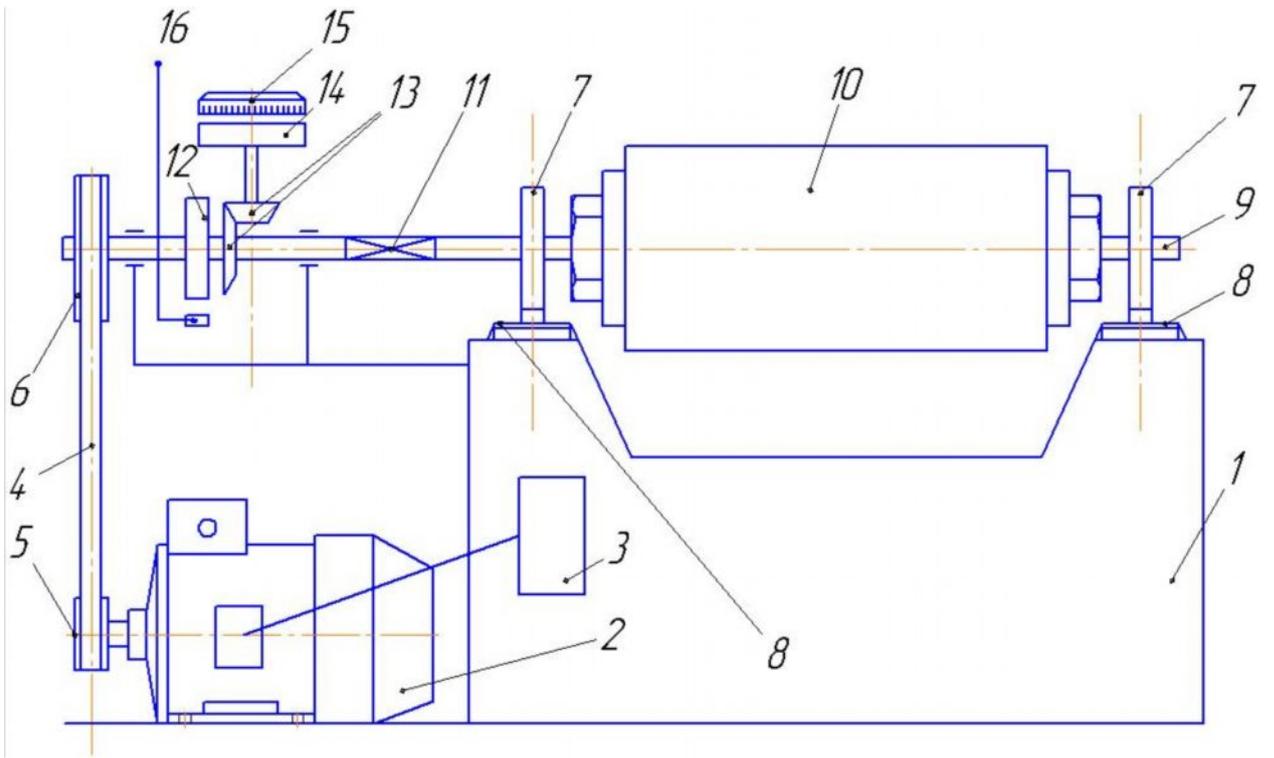
45. www.динамической.балансировка.

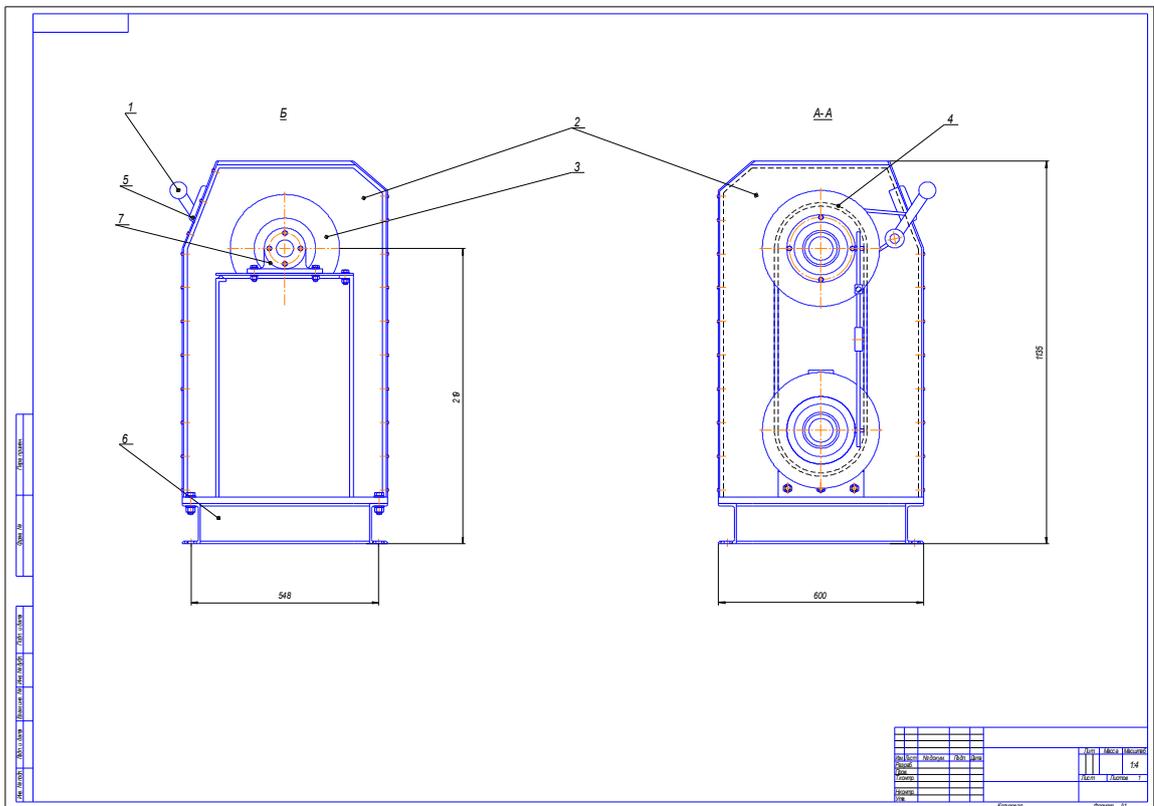
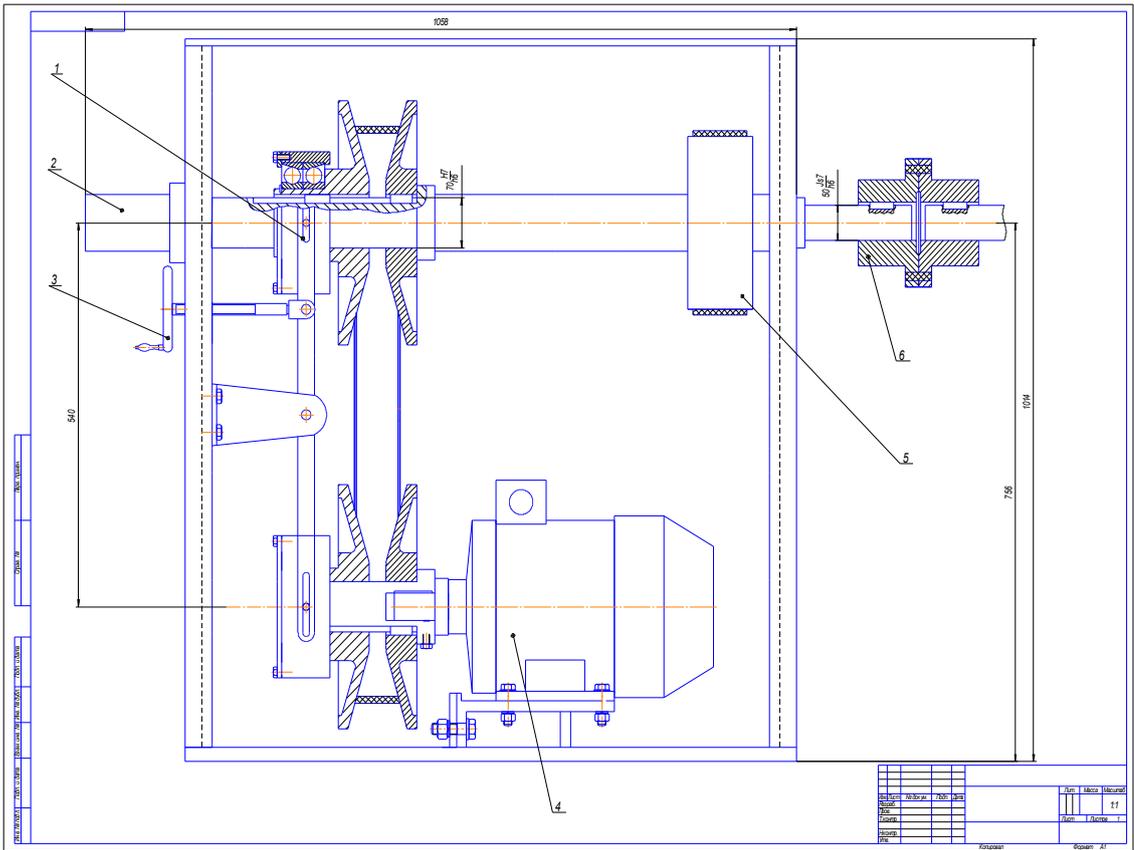
46. www.балансировка.

ПРИЛОЖЕНИЕ









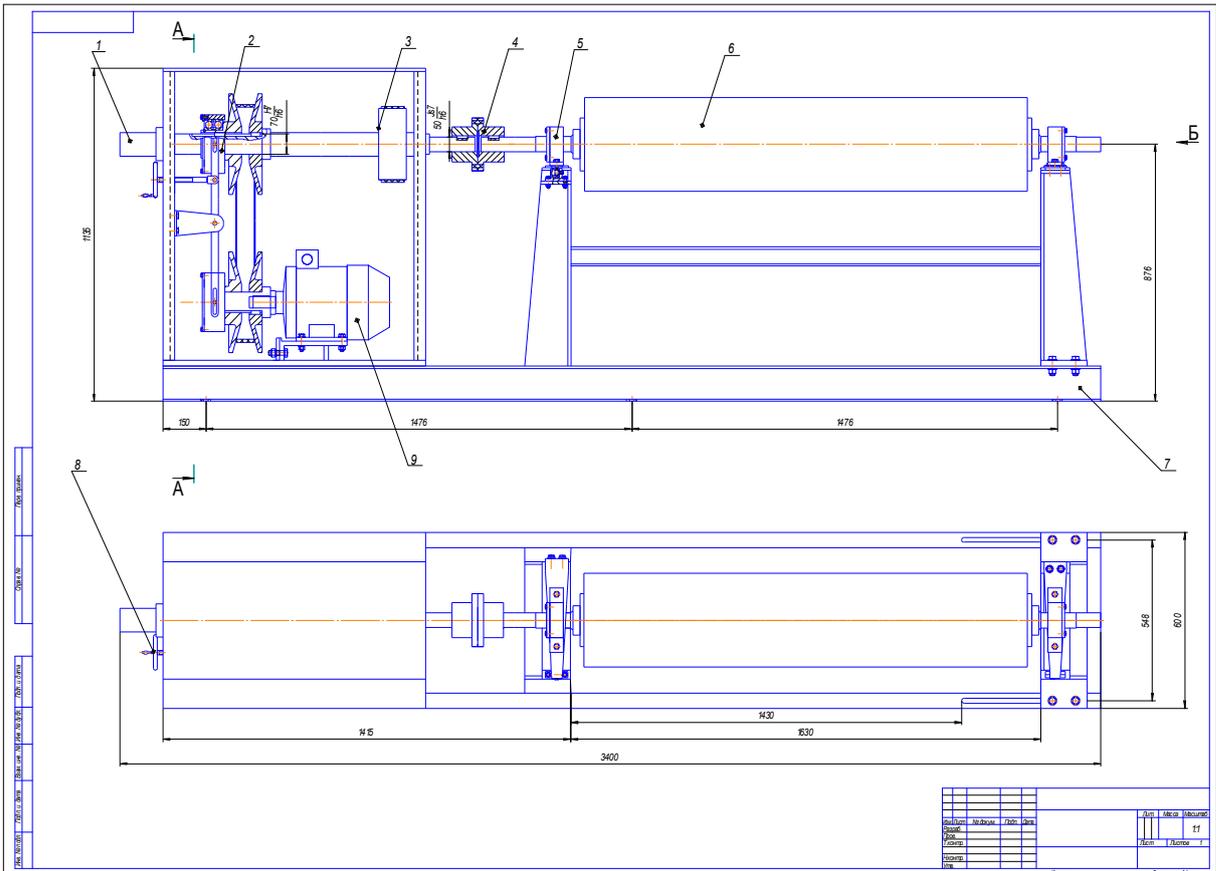


Рис. 3.10. Станок для балансировки карданных валов модели.

Статико-динамическая балансировка.

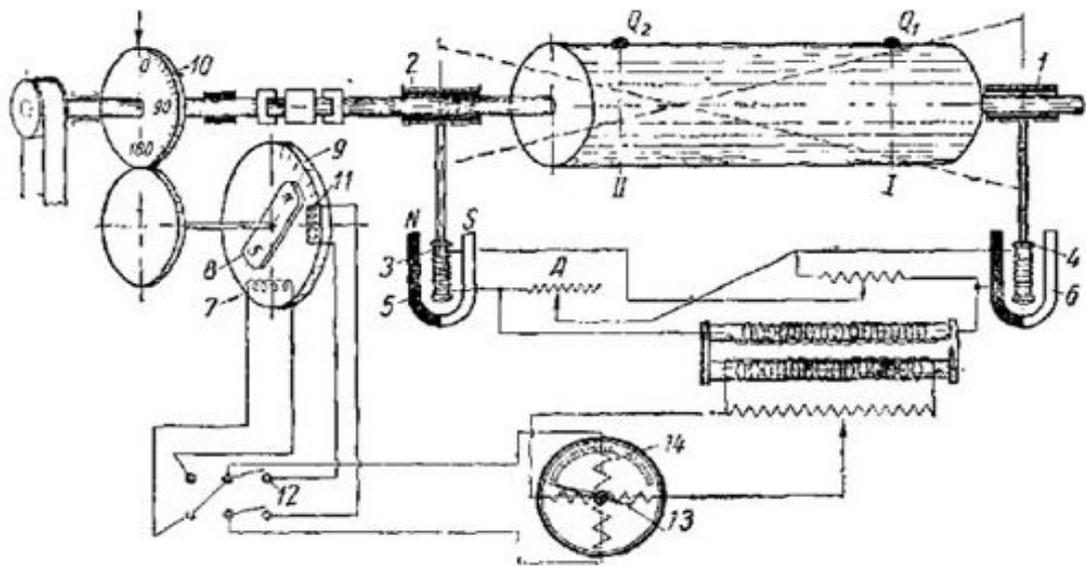


Рис. 3.11. Схема станка для статико-динамической балансировки.

При вращении динамически или статико-динамически неуравновешенной детали возникают нагрузки на опоры. Если эти опоры сделать подвижными в плоскости, перпендикулярной к оси вращения балансируемой детали, они начнут раскачиваться при вращении детали (фиг. 75). По амплитуде колебаний подшипников можно судить о величине дисбаланса детали. Обычно детали подвергают комбинированной статико-динамической балансировке. Принцип осуществления одного из способов балансировки следующий.

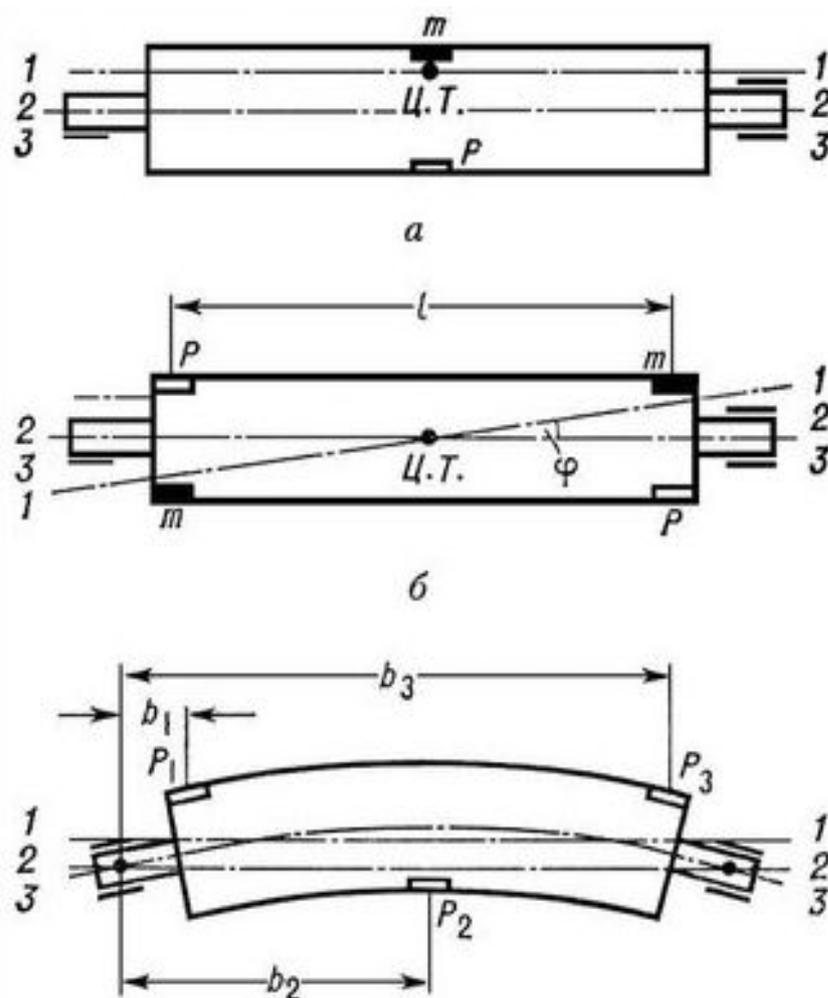


Рис. 3.12. Схема балансировки: а- статической; б- динамической; в- гибких изделия; 1-1- главная центральная ось инерции; 2-2- ось вращения; 3-3- ось изделия; Ц.Т.- центр тяжести; m - неуравновешенная масса; P, P_1, P_2, P_3 -противовесы.

