

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

1. Общие положения

Оценка технического состояния любого роторного механизма в первую очередь заключается в определении динамической сбалансированности ротора на его рабочих оборотах или в диапазоне рабочих оборотов. Задача является главной и первоочередной, т.к. динамические силы от дисбаланса являются одними из самых низкочастотных возмущающих сил в механизме и, значит, весьма опасными с точки зрения механической прочности конструктивных элементов механизма и, в первую очередь, прочности подшипников ротора. Таким образом, основа динамической балансировки роторного механизма - это снижение вибраций, контролируемых в точках на подшипниках, на частоте вращения с точки зрения достижения известных (расчетных или нормируемых) допустимых уровней вибрации подшипника из соображений обеспечения его механической прочности.

Причины возникновения дисбаланса могут быть самыми разнообразными в зависимости от типа механизма, особенностей его конструкции и режимов эксплуатации. Ниже приведены некоторые из них:

- некачественная балансировка при изготовлении;
- погиб ротора вследствие нештатного запуска машины из холодного состояния. Связан с тепловыми деформациями ротора при его прогреве, характерен для массивных роторов турбомашин;
- прогиб ротора вследствие неправильной остановки хорошо прогретого ротора - вал оставляют без медленного проворачивания и он прогибается за счет тепловых деформаций, характерно для массивных роторов турбомашин;
- обрыв лопастей, бандажа, других элементов лопастного аппарата;
- неравномерная коррозия лопастей, погибы и поломки вследствие попадания посторонних предметов в проточную часть;
- излом и/или несоосность линии вала составного ротора при заводской сборке или ремонте;
- засорение каналов водяного охлаждения в роторах мощных электрогенераторов и т.д.

Таким образом, под небалансом нужно понимать целую совокупность возможных явлений в роторном механизме. Общим для всех этих дефектов является то, что все они приводят к возрастанию уровней вибрации на частоте вращения ротора. Не все такие дефекты могут быть скорректированы динамической балансировкой. Например, тепловой прогиб массивного ротора, остановленного без проворачивания, конечно, никакой балансировкой не устранишь. Однако в большинстве практических случаев, возникающих при эксплуатации роторных механизмов, динамическая балансировка является самым эффективным средством снижения уровней вибрации на частоте вращения, а часто это означает снижение и общих уровней вибрации механизма.

2. Типы роторов

С точки зрения практического выполнения работ по балансировке, в первом приближении можно выделить два типа роторов: дорезонансные, т.е. вращающиеся на частоте ниже собственной частоты ротора и зарезонансные, т.е. вращающиеся на частоте выше резонансной.

Подобное разделение связано с тем, что имеется физическая связь между максимумом амплитуды колебаний и тяжёлым местом ротора и её характер зависит от типа ротора:

- дорезонансные ротора вращаются вокруг оси, задаваемой конструкцией, т.е. вокруг геометрической оси симметрии и вызываемые дисбалансом перемещения ротора находятся в фазе с возмущающей силой;
- зарезонансные ротора вращаются вокруг своего центра тяжести и их перемещения от дисбаланса находятся в противофазе с возмущающей силой.

Это два экстремальных, идеализированных случая, которые с достаточной степенью приближения могут быть реализованы только на специальных балансировочных станках, поэтому там возможно определение дисбаланса по одному пуску, без предварительных контрольных пусков с пробными грузами.

На практике, когда стоит задача балансировки ротора в сборе, в составе действующего механизма, сдвиг фаз между направлением перемещения ротора и вызывающей эти перемещения динамической силой, может быть любым от 0 до 360 градусов. Это связано с тем, что помимо типа ротора на его поведение в динамике оказывают влияние ещё множество факторов, не поддающихся предварительному и точному учёту. Но оказывается, что этого и не требуется. Из сказанного следует только один обязательный вывод:

Для балансировки роторов в составе механизмов необходимо использовать технические средства, обеспечивающие измерение и амплитуд и фаз векторов вибрации во всём рабочем диапазоне оборотов, во всём диапазоне углов от 0 до 360 градусов.

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

3. Статическая и динамическая балансировка

Ротор считается отбалансированным, когда его центральная ось инерции масс совпадает с осью вращения. Во всех остальных случаях его динамическое равновесие нарушено, и ротор имеет дисбаланс. В зависимости от расположения дисбаланса по длине ротора, на жёстком роторе различают два вида дисбаланса:

- **Статический дисбаланс** (или отклонение центра тяжести от геометрической оси ротора). Подобный дисбаланс вызывает параллельное смещение центральной главной оси инерции по отношению к оси ротора. Это же расстояние соответствует и смещению центра тяжести ротора. Определить и устранить статический дисбаланс достаточно просто, правда, для этого ротор необходимо вынуть из механизма и горизонтально опереть на параллельные призмы. Методом переката легко определяется и устраняется тяжелое место на роторе. Данная операция является необходимой при изготовлении почти любого роторного механизма, но в большинстве случаев она не даёт полной гарантии того, что не возникнет проблем при работе этого ротора в составе механизма (исключение могут составлять только механизмы с узкими дисковыми роторами, например, типа заточных кругов). Дело в том, что для статической балансировки не имеет значения в каком месте по длине ротора фактически находится тяжелое место и в каком месте по длине ротора оно компенсируется, важно только чтобы неуравновешенная и компенсирующая массы были одинаковы и располагались под углом 180 градусов. На практике же это происходит таким образом, что тяжелое место и компенсирующая его масса практически всегда будут расположены в различных радиальных сечениях ротора, что при его вращении приводит к появлению моментных динамических усилий относительно опор ротора - появляются повышенные вибрации на частоте вращения, хотя ротор был идеально уравновешен статически.

- **Дисбаланс моментов** (или прецессия). При этом центральная главная ось инерции находится под некоторым углом к геометрической оси ротора и пересекает эту ось в центре тяжести ротора.

Статический дисбаланс и дисбаланс моментов - это два предельных и, соответственно, идеализированных случая. На практике всегда присутствует и то и другое: не бывает идеально статически уравновешенных роторов и главная ось инерции всегда имеет отклонения от центра тяжести - это и называется **динамическим дисбалансом**. Отсюда следует и главный вывод: наилучших результатов по сбалансированности ротора можно добиться только динамической балансировкой ротора в собственных опорах, в составе конкретного механизма. Пояснения к сказанному даны на рисунке 1.1.

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

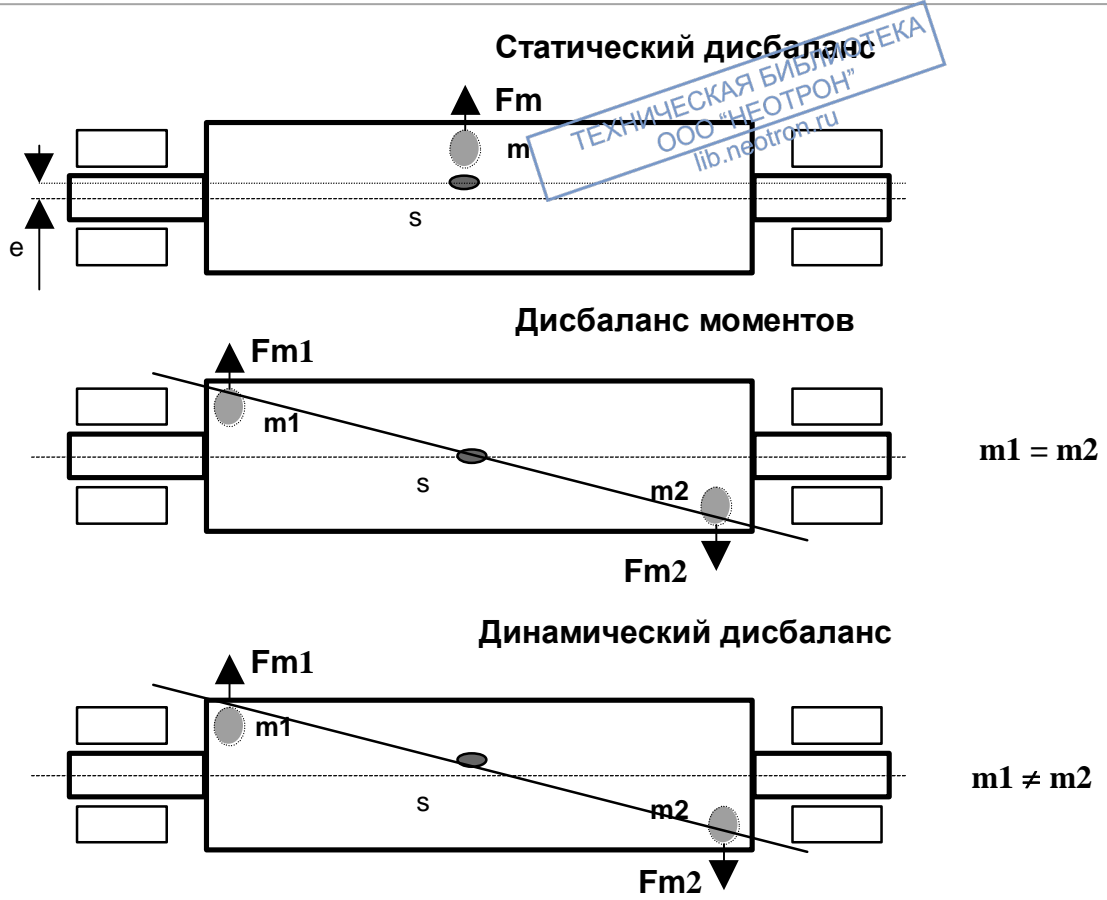


Рисунок 1.1 – Виды дисбалансов

4. Принципы динамической балансировки

Физический смысл операций, положенных в основу динамической балансировки проще и нагляднее всего пояснить с помощью векторных построений. Такую возможность предоставляет тот факт, что дисбаланс может быть охарактеризован уровнем вибрации на частоте вращения ротора, т.е. уровнем на дискретной частоте. А вибрация на конкретной частоте есть величина векторная, т.е. ее полное описание включает в себя не только величину, но и направление вибрации или ее фазу (в отличие от, например, общего уровня вибрации в широкой полосе частот, который является энергетической характеристикой вибрационного процесса и является величиной чисто скалярной).

В общем виде задачу балансировки можно сформулировать следующим образом:

- дан вращающийся ротор, имеющий динамически неуравновешенные массы. Расположение этих масс и их величины неизвестны, доступно только измерение вектора вибрации (величины и фазы) от суммарного дисбаланса всех неуравновешенных масс. Имеется возможность устанавливать на ротор известные массы в известном угловом положении по окружности ротора. Место установки масс называется плоскостью балансировки. Обычно по длине ротора располагается одна такая плоскость, реже две плоскости. Но в отдельных случаях, на длинных составных роторах мощных энергетических машин таких плоскостей может быть до 8-10;
- в результате балансировки необходимо определить величину и угловое положение массы, которая минимизирует суммарный динамический дисбаланс ротора. Критерием достижения цели является минимизация, т.е. снижение до определенной, заранее заданной величины, уровней вибрации на частоте вращения в контролируемых точках механизма.

Для упрощения пояснения принципа балансировки положим, что минимизировать нужно вибрации в одной точке контроля и на роторе есть только одна балансировочная плоскость. Воспользуемся векторным построением, показанным на рисунке 1.2, при этом необходимо обратить внимание на следующее:

- угловая разметка ротора выполнена против направления вращения ротора;
- все построения делаются в абсолютных единицах измерения вибрации, тип измеренной величины значения не имеет:
 - = ускорение - м/с²
 - = скорость - мм/с;
 - = перемещение - мкм

Шаги векторного построения:

- а) построить на круге вектор $A(Y_a)$ - вектор вибрации в исходном состоянии ротора, т.е. с неизвестными нам неуравновешенными массами;
- б) установить в любом угловом положении пробную массу $M_{пр.}$, измерить и построить на круге получившийся при этом вектор вибрации $B(Y_b)$ - он уже характеризует суммарное

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

влияние на вибрацию неизвестного нам исходного дисбаланса плюс известного нам внесенного небаланса от $M_{пр.}$;

в) из конца вектора "А" к концу вектора "В" построим вектор "С".

Из векторного построения следует, что вектор "С" есть разность между векторами "В" и "А": $C = B - A$. Таким образом, вектор "С" в чистом виде характеризует ту вибрацию, которая возникает только от установки пробной массы $M_{пр.}$ В результате векторного построения становится известным влияние пробной массы $M_{пр.}$ на вибрацию ротора - это влияние характеризуется вектором "С".

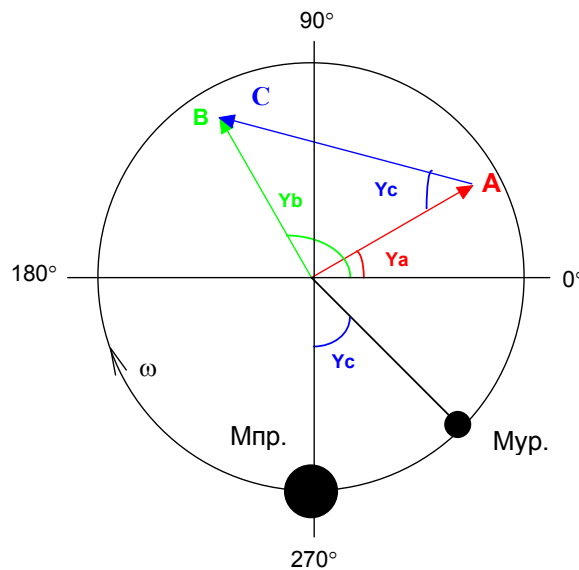


Рисунок 1.2 – Векторное построение

Тогда цель балансировки (полная компенсация вектора "А" исходного дисбаланса) будет достигнута, если удастся определить величину и положение уравнивающей массы, при которой вектор "С" будет равен вектору "А" по величине и противоположен по направлению. Из векторного построения следует, что цель будет достигнута, если:

- пробную массу сместить по направлению разметки ротора на угол "γс" (т.е. в ту же сторону и на тот же угол, на который надо повернуть вектор "С" для его совмещения с вектором "А");
- изменить пробную массу в соотношении:

$$M_{ур.} = M_{пр.} \times \frac{A}{C}$$

Примечание: Если направление вращения ротора и направление угловой разметки на роторе совпадают, то уравнивающая масса должна смещаться относительно углового положения пробной массы на угол γ_c , но в сторону, противоположную направлению вращения вектора "С" для его совмещения с вектором "А". Поэтому, во избежание

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

возможной путаницы, лучше всегда делать угловую разметку на роторе в направлении, противоположном направлению вращения ротора.

Таким образом, для динамического уравнивания ротора необходимо два раза измерить векторы вибрации:

- при исходном, неизвестном нам дисбалансе - вектор "А";
- при добавлении к исходному дисбалансу известного нам дисбаланса от Мпр. - вектор "В".

По этим данным, как описано выше, легко решается задача динамической балансировки ротора.

Для решения задачи балансировки не обязательно прибегать к векторным построениям. Результаты измерений можно записать в виде системы линейных уравнений в проекциях на ортогональные оси. Решение системы уравнений также как и векторное построение дает однозначный результат.

Векторное же построение является очень наглядным для пояснения принципа балансировки и используется для практического решения задач балансировки при небольшом количестве точек контроля. Очевидно, что при увеличении количества точек контроля и количества балансировочных плоскостей, практическое решение задачи векторным построением становится слишком громоздким и сложным, вследствие взаимного влияния балансировочных плоскостей на векторы вибрации в одной и той же точке. В этом случае точное и быстрое решение задачи возможно уже только при использовании вычислительной техники и специализированного программного обеспечения. Однако, как бы ни усложнялся алгоритм решения задачи, основной принцип балансировки, изложенный выше, сохраняется.

5. Основные допущения

В настоящее время разработано множество разнообразных методик динамической балансировки. Принцип их в общем одинаков и изложен выше. Различие в основном состоит в учете конкретных особенностей объектов балансировки, конкретных технических средств виброизмерений и наличия вычислительной техники. Часто различие методик определяется выбором критерия, по которому оцениваются результаты балансировки:

- минимизация СКЗ остаточных уровней вибрации;
- минимизация средних остаточных уровней вибрации;
- минимизация наибольшего из уровней вибрации по точкам контроля и т.д.

Однако, во всех случаях, любая методика балансировки основывается на одном допущении, принятие которого позволяет как разрабатывать теоретические аспекты задачи, так и дает возможность практически осуществлять балансировку в общем любых роторных механизмов.

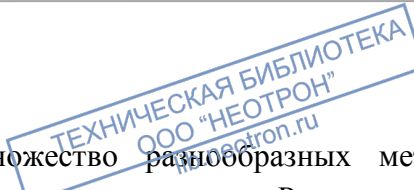
Суть допущения - в предположении линейности колебательной системы относительно воздействия на нее корректирующих масс. Применительно к балансировке это положение может быть сформулировано следующими двумя постулатами:

- приращения амплитуд вибрации на частоте вращения ротора пропорциональны приращениям дисбалансов, а при неизменном радиусе установки грузов и вносимым корректирующим массам;
- фазовые углы между силами дисбалансов в балансировочных плоскостях и соответствующими векторами вибрации в точках контроля неизменны при постоянных оборотах.

Пояснения постулатов даны на векторных диаграммах на рисунке 1.3:

- первый постулат означает, что если разные пробные грузы устанавливаются в одном и том же положении, то вектор "С" пропорционально меняется по величине не изменяя своего углового положения;
- второй постулат означает, что если один и тот же груз перемещать по балансировочной плоскости, то вектор "С", не меняя своей величины, будет на тот же угол поворачиваться вокруг своего начала.

Практика показывает, что в подавляющем большинстве случаев допущения о линейности колебательной системы относительно воздействия на нее корректирующих масс достаточно точно описывает свойства колебательных систем роторных механизмов.



ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

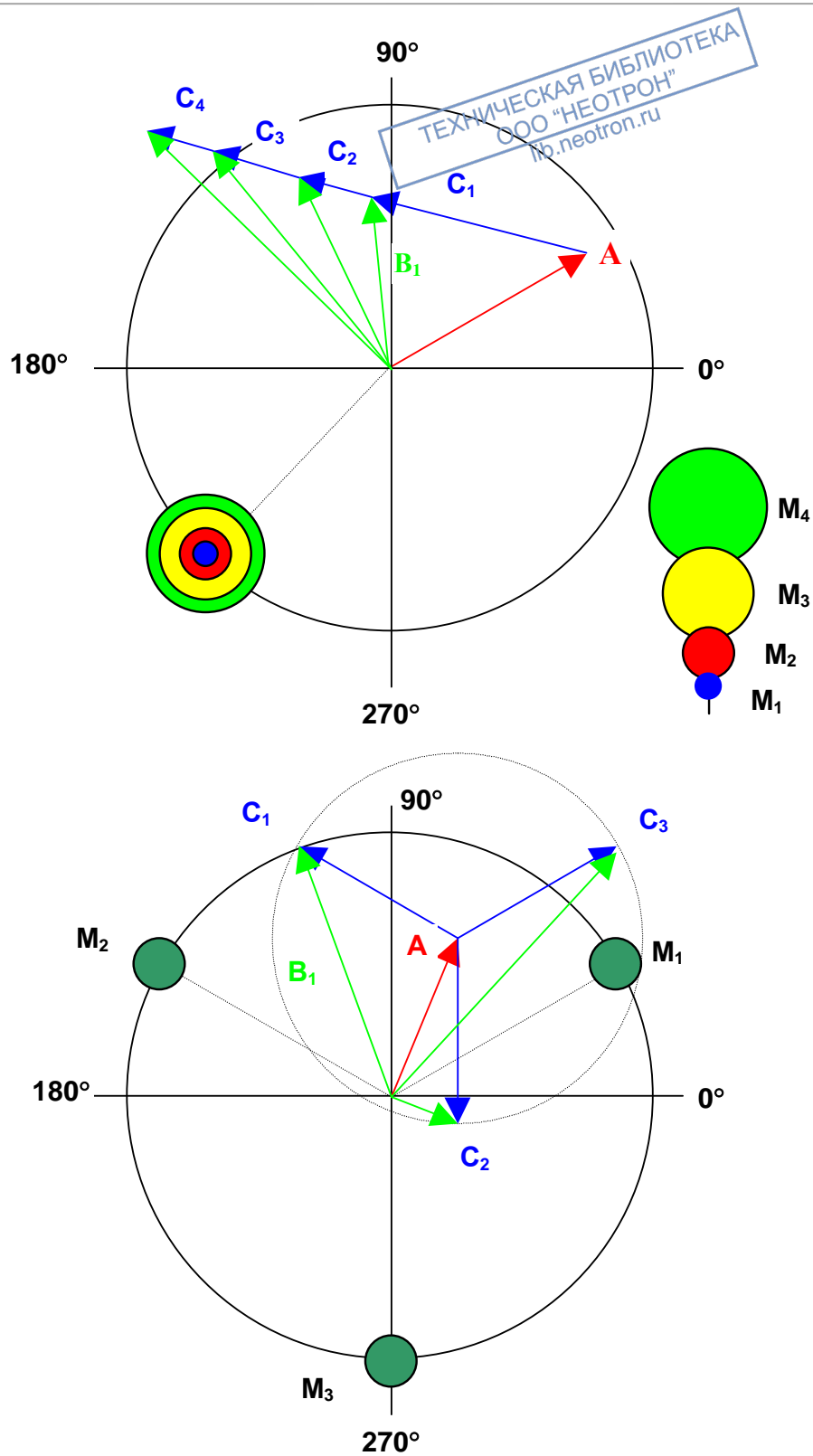


Рисунок 1.3 – Пояснения о линейности системы

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

6. Исходные данные для балансировки

i. Выбор пробного груза

Величина рекомендуемого пробного груза ориентировочно определяется следующим соотношением:

$$M_{пр.} = 804 \times \frac{P \times A}{R \times N}, \text{ грамм.}$$

где:

P - вес ротора , **кг**;

A - уровень вибрации в точке, выбранной для балансировки, **мм/с**;

R - радиус, на котором будут устанавливаться груза в балансировочной плоскости, **см**;

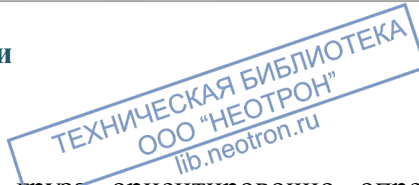
N - обороты ротора, **об/м**.

Соотношение является эмпирическим и в первую очередь гарантирует от установки недопустимого дисбаланса с точки зрения прочности подшипников.

Положение установки пробного груза произвольно, т.е. сначала его можно поставить в любом удобном месте на балансировочной плоскости. После пуска ротора с пробным грузом измеряется вектор вибрации "В", рисунок 1.2, и принимается решение о том удачно или нет установлен пробный груз. При этом из графического построения видно, что решающее значение имеет изменение фазы вибрации от установки $M_{пр.}$, т.е. для того, чтобы получить корректные данные для балансировочного расчета, необходимо в первую очередь, чтобы вектор "В" сместился относительно вектора "А" по угловому положению не менее чем на 20 - 30 градусов. При этом по величине он может оставаться неизменным. Если этого не произошло, значит, положение или вес пробного груза выбраны неудачно. В этом случае надо переместить груз на 90 градусов и повторить измерения. Иногда это приходится проделывать несколько раз. И это необходимо делать, поскольку правильно выбранный пробный груз и корректные исходные данные гарантируют качество и быстроту выполнения балансировки. Попытки быстрее провести балансировочный расчет с исходными данными, где отличия между векторами "А" и "В" находятся в пределах аппаратурной точности измерения параметров, в конце концов, приведут только к бесполезной трате времени, которое с пользой можно было бы потратить на выбор удачного пробного груза. В тех случаях, когда приходится заниматься балансировкой большого количества однотипных механизмов, оптимальный пробный груз всегда может быть определен статистически.

ii. Амплитудно-фазовые измерения

В классических методах балансировки, как показано на рисунке 1.2, необходимо измерять векторы вибрации "А" и "В", т.е. определять уровни и фазы вибрации на частоте вращения.



ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Уровень вибрации обычно измеряется в достаточно узкой полосе частот в районе частоты вращения ротора. Стремиться к измерениям в как можно более узкой полосе не следует, поскольку это может только усложнить измерения и привести к непредвиденным ошибкам. Выбор полосы анализа должен производиться исходя из следующих соображений:

- преобладающей по уровню в полосе анализа должна быть вибрация на частоте вращения ротора;
- полоса анализа должна перекрывать возможную нестабильность поддержания оборотов;
- чем уже полоса анализа, тем круче фазовая характеристика фильтра и, соответственно, небольшие изменения оборотов ротора могут привести к существенным фазовым изменениям, внесенным чисто аппаратурным путем и никак не связанным с самим вибрационным процессом.

При проведении фазовых измерений для балансировочных расчетов необходимо иметь в виду следующее. Как видно из принципа балансировки, показанного на рисунке 1.2, абсолютные фазовые углы значения не имеют, важно для балансировки только взаимное фазовое положение векторов вибрации и пробных масс. Очевидно, что смещение начала отсчета фазы в любом направлении, никак не скажется на конечном результате. Поэтому начало отсчета фазы вибрации может быть любым, удобным пользователю.

Это может быть момент, определяемый импульсом с датчика оборотов (например, один импульс на оборот вала). Это может быть метка на любом месте статора при стробоскопическом отсчете фазовых углов. Могут быть и другие варианты в зависимости от технических возможностей пользователя и конструктивных особенностей роторного механизма.

7. Одноплоскостная балансировка

Существует два подхода к балансировке механизмов, имеющих несколько балансировочных плоскостей. Первый подход заключается в том, что каждой балансировочной плоскостью занимаются отдельно. Сначала добиваются минимальных уровней грузами первой балансировочной плоскости, фиксируют эти грузы и больше их не трогают. Если требуемые уровни вибрации еще не достигнуты, то полученное вибрационное состояние принимается за исходное и минимизируются уровни вибрации грузами во второй плоскости. И так далее последовательно для всех плоскостей, или пока не будет достигнут требуемый результат. Вторым подходом является то, что последовательно производятся пуски механизма с пробными грузами в каждой плоскости, а затем за один раз рассчитывается система уравнивающих масс сразу для всех плоскостей. Как первый, так и второй путь теоретически приводят к одним и тем же остаточным уровням вибрации. Различие в том, что первый путь проще в исполнении, но приводит к установке на ротор лишней массы. Второй путь сложнее, но позволяет установить оптимальную систему уравнивающих масс, т.е. минимально компенсирующих влияние друг друга на уровни вибрации в одной и той же точке контроля.

Таким образом, одноплоскостная балансировка может выполняться в двух случаях:

- если на механизме физически только одна балансировочная плоскость;

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

- если на механизме несколько плоскостей, но для балансировки принят метод последовательного обхода плоскостей.

Структурная схема алгоритма проведения измерений и расчетов при одноплоскостной балансировке представлена на рисунке 1.4.

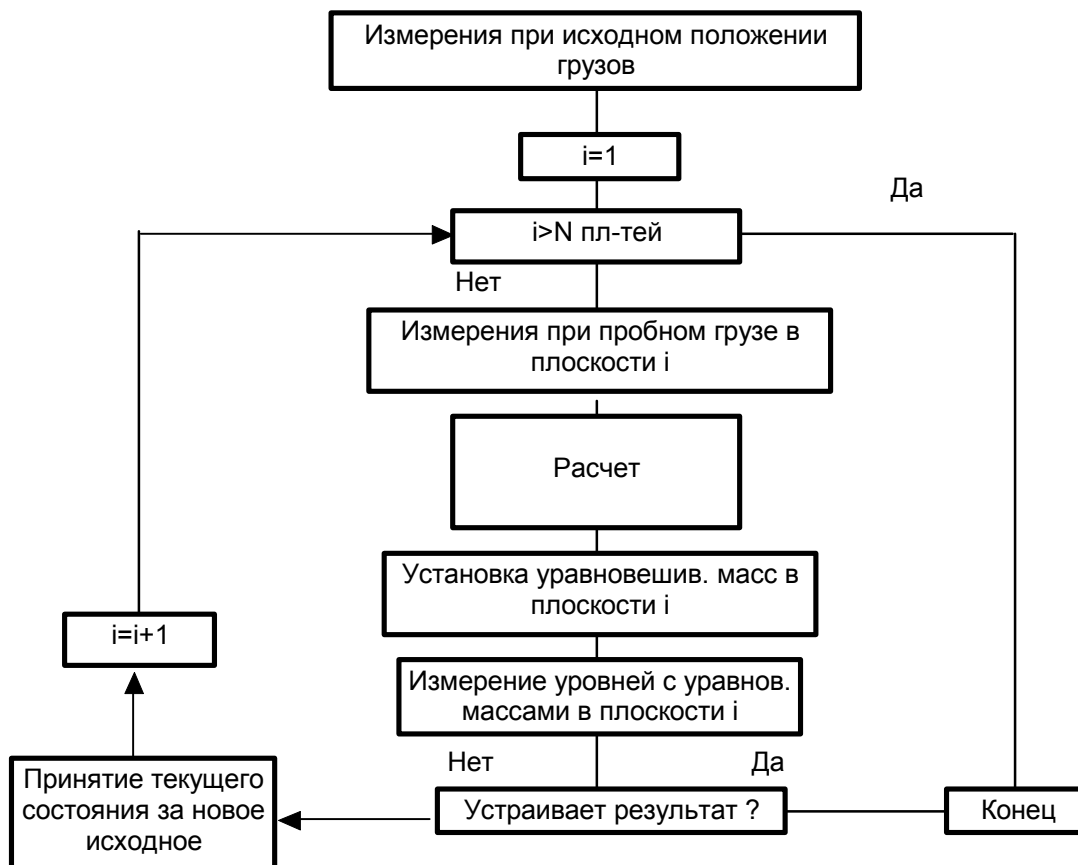


Рисунок 1.4 – Структурная схема алгоритма проведения одноплоскостной балансировки

8. Многоплоскостная балансировка

Последовательность операций при многоплоскостной балансировке показана на рисунке 1.5 и не требует теперь дополнительных пояснений.

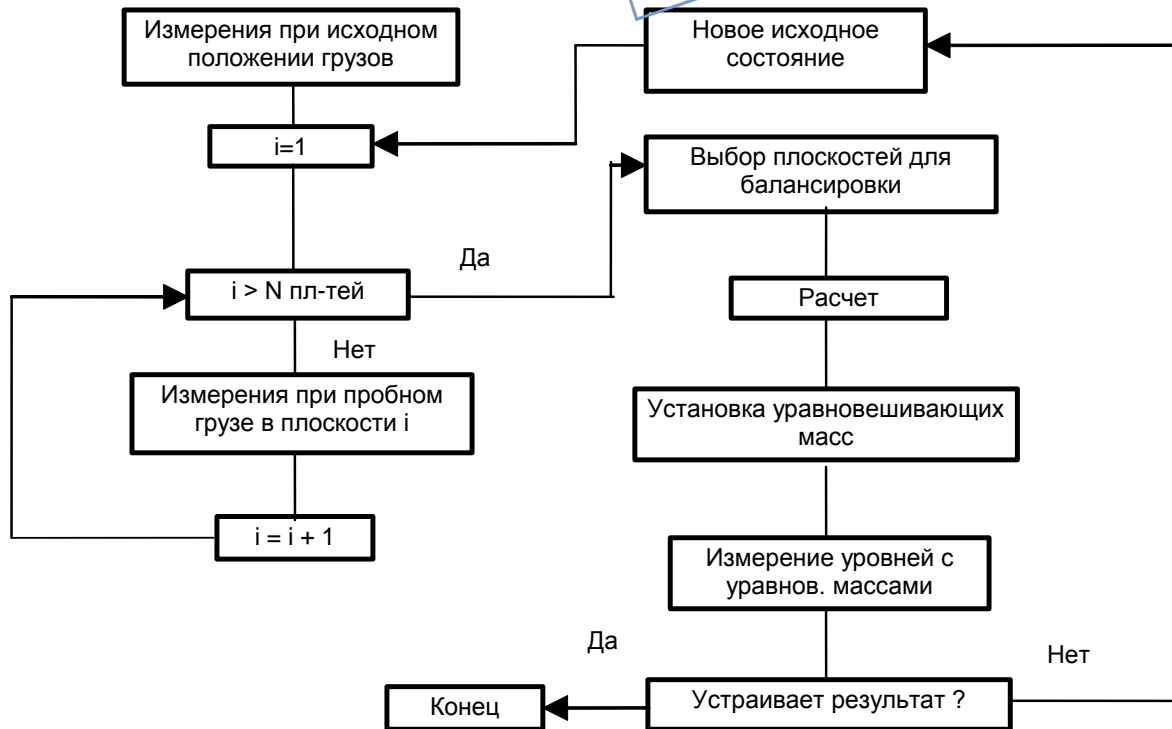


Рисунок 1.5 – Структурная схема алгоритма проведения многоплоскостной балансировки

9. Установка грузов и оценка результатов

На практике установка расчетной массы обычно производится не за счет изготовления необходимого груза, а за счет установки системы одинаковых корректирующих грузов, симметрично или асимметрично расположенных относительно расчетного направления уравнивающего груза, рисунок 1.6.

1) в общем случае:

$$m1 = \frac{M_{ур.} \times \sin(Y2)}{\sin(Y1 + Y2)}$$

$$m2 = \frac{M_{ур.} \times \sin(Y1)}{\sin(Y1 + Y2)}$$

2) при $Y_{лев.} = Y_{пр.} = 0$: $m = M_{ур}$

3) при $Y_{лев.} = Y_{пр.} \neq 0$:

$$m1 = m2 = \frac{M_{ур.}}{2 \times \cos(Y)}$$

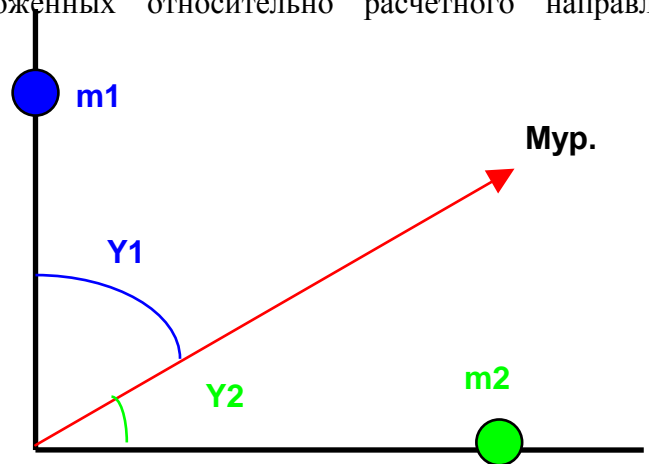


Рисунок 1.6 – Разводка грузов

10. Балансировка многорежимных механизмов

ТЕХНИЧЕСКАЯ БИБЛИОТЕКА
ООО "НЕОТРОН"
lib.neotron.ru

Многие роторные механизмы постоянно эксплуатируются на одних и тех же оборотах в течение всего срока службы. При возникновении необходимости их подбалансировки в процессе работы, как правило, выполнить балансировку на других оборотах, отличных от рабочих, просто технически невозможно. Да это, естественно, и не требуется: однорежимные механизмы всегда нужно балансировать на их рабочих оборотах.

Наряду с этим, достаточно часто возникает необходимость балансировать механизмы, которые в эксплуатации постоянно работают на различных оборотах. Например, тяговые электродвигатели трамваев, троллейбусов, электричек и т.д. Они имеют несколько (4 и более) фиксированных режимов по оборотам и при их балансировке возникает, естественно, вопрос, на каких же оборотах выполнять эту работу? Здесь нет универсального рецепта, одинаково пригодного для всех возможных механизмов такого типа. Это связано с тем, что на поведение ротора в динамике оказывают влияние очень большое количество всевозможных факторов, воздействие которых может быть существенно различным для разных типов механизмов. Однако существуют и общие закономерности в изменении вибрационного состояния роторов, обусловленного их дисбалансом, в зависимости от того, на каких оборотах была выполнена балансировка ротора.

Во-первых, общим является то, что на каких бы оборотах ни выполнялась балансировка многорежимного ротора, полученные в результате балансировки уровни вибрации на частоте вращения будут минимальными только для тех оборотов, на которых и выполнялась балансировка. Другими словами, балансировкой на одних оборотах, невозможно оптимально снизить уровни вибрации механизма во всем диапазоне его рабочих оборотов (естественно, если этот диапазон достаточно широк).

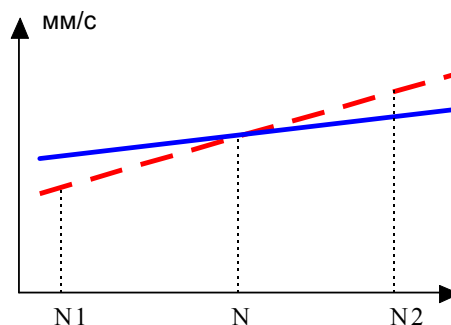


Рисунок 1.7 – Реакция многорежимного ротора на балансировку

Во-вторых, существует общая качественная закономерность в реакции многорежимного ротора на балансировку в выбранном диапазоне по оборотам. На рисунке 1.7 дан общий характер этой закономерности, означающий следующее. Если ротор балансировался на оборотах N1, то

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

после балансировки уровни вибрации в диапазоне оборотов $N1-N$ будут ниже тех, которые бы были, если его балансировать на оборотах $N2$, а в диапазоне $N-N2$ выше тех, которые бы были, если его балансировать на оборотах $N2$.

И наоборот, если ротор балансировался на оборотах $N2$, то после балансировки уровни вибрации в диапазоне оборотов $N1-N$ будут выше, чем после балансировки на оборотах $N1$, а в диапазоне $N-N2$ ниже.

Из сказанного можно дать некоторые общие рекомендации по выбору оборотов для балансировки многорежимных механизмов:

- а) Во первых, целесообразно отбалансировать ротор на тех оборотах, на которых он имеет наибольшие уровни вибрации, или наибольшие превышения над требованиями по сбалансированности.
- б) Во всех случаях необходимо как до балансировки, так и после проверить виброактивность механизма на всех рабочих оборотах, чтобы исключить возможность недопустимого повышения уровней вибрации в диапазоне оборотов, отличном от балансировочного.
- в) Если приходится достаточно часто заниматься балансировкой однотипных, многорежимных механизмов, имеет смысл специально провести работу по балансировке ротора на нескольких режимах по оборотам (контролируя после каждой балансировки уровни вибрации во всем диапазоне оборотов), для того, чтобы получить фактический вид зависимости, показанной на рисунке 1.7 для вашего конкретного механизма. Это сразу позволит найти оптимальный режим для балансировки.