

**ТЕМА 2: ТРЕБОВАНИЯ ГОСУДАРСТВЕННЫХ
СТАНДАРТОВ К УРАВНОВЕШЕННОСТИ РОТОРОВ**

ГОСТ 31320-2006



ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

- Стандарт устанавливает классификацию гибких роторов (в соответствии с особенностями конструкции и методами балансировки), методы балансировки гибких роторов и методы оценивания окончательной уравновешенности ротора, а также определяет критерии качества балансировки.
- Стандарт не следует рассматривать в качестве руководства по приемке роторов, однако соблюдение положений настоящего стандарта позволяет, с одной стороны, предотвратить выход из строя машин по причине повышенного дисбаланса ротора, а с другой стороны, избежать предъявления чрезмерно завышенных требований к балансировке.
- Методы, установленные настоящим стандартом, применимы, в первую очередь, к роторам серийного производства. В случае специализированного оборудования или особых условий его эксплуатации может быть целесообразным отступление от некоторых положений настоящего стандарта.

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

- [ГОСТ ИСО 1940-2-99](#) Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 2. Учет погрешностей оценки остаточного дисбаланса
- [ГОСТ ИСО 7919-1-2002](#) Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Общие требования
- [ГОСТ ИСО 10816-1-97](#) Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования
- [ГОСТ 19534-74](#) Балансировка вращающихся тел. Термины
- [ГОСТ 22061-76](#) Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения
- [ГОСТ 24346-80](#) Вибрация. Термины и определения

ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

- Критическая скорость (гибкого ротора): Скорость вращения ротора, на которой он претерпевает максимальный изгиб, существенно превышающий максимальное перемещение цапф ротора.
- Критическая скорость жесткого ротора: Скорость вращения ротора, на которой наблюдается максимальное перемещение цапф ротора, существенно превышающее прогиб ротора.
- Собственная мода (гибкого ротора) $\varphi_n(z)$: Форма пространственных колебаний на одной из критических скоростей (гибкого ротора) при отсутствии демпфирования в системе «ротор - опора».
- Многоплоскостная балансировка: Процедура балансировки, требующая коррекции дисбалансов в трех и более плоскостях коррекции.
- Балансировка по модам: Процедура балансировки гибких роторов с последовательной коррекцией дисбалансов с целью уменьшить амплитуду вибрации на каждой (существенной) собственной моде до установленных пределов.

ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

- **Полигармоническая вибрация:** Вибрация, составляющие которой расположены на частотах, кратных частоте вращения.
- Примечание - Применительно к балансировке ротора вибрация данного вида может быть обусловлена анизотропией ротора, нелинейностью характеристик системы «ротор - опора» и другими причинами.
- **Температурно-зависимый дисбаланс:** Характерная особенность отдельных роторов, дисбаланс которых способен значительно изменяться с изменением температуры ротора.
- **Низкоскоростная балансировка (гибкого ротора):** Процедура балансировки на скорости, где ротор можно рассматривать как жесткий.
- **Высокоскоростная балансировка (гибкого ротора):** Процедура балансировки на скорости, где ротор нельзя рассматривать как жесткий.

ОСНОВЫ ДИНАМИКИ И БАЛАНСИРОВКИ ГИБКИХ РОТОРОВ

Общие положения

- Обычно гибкие роторы требуют проведения многоплоскостной балансировки на высокой скорости вращения. Однако иногда допустима балансировка гибкого ротора на низкой скорости вращения. Для балансировки на высокой скорости используют два основных метода:
 - балансировку по модам вибрации;
 - метод коэффициентов влияния.
- Обычно на практике используют сочетание этих двух методов с применением вычислительной техники и специальных программ расчета.

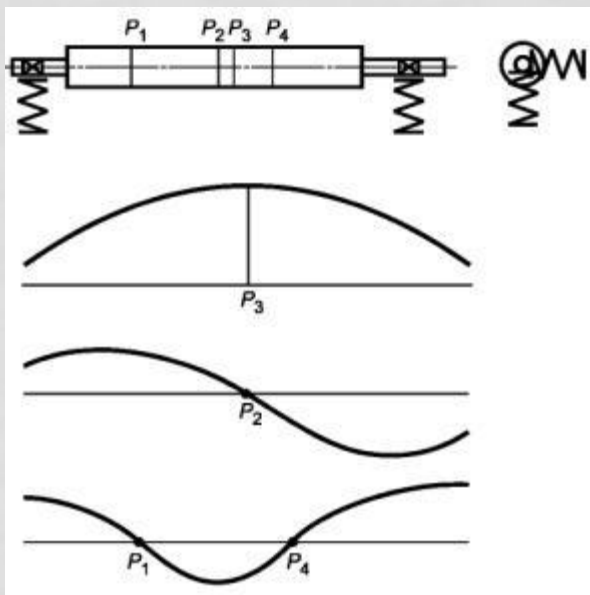
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДИСБАЛАНСА

- Конструкция и методы изготовления ротора оказывают существенное влияние на значение и распределение дисбаланса вдоль его оси. Роторы могут быть цельными или сборными. Например, роторы реактивных двигателей собирают из многочисленных элементов в виде оболочек, дисков и лопаток, а роторы генераторов обычно делают из одной заготовки, но впоследствии к ним крепят дополнительные элементы. На распределение дисбаланса существенное влияние могут оказывать диски, муфты и т.д., насаживаемые на вал в горячем состоянии.
- Поскольку распределение дисбаланса ротора вдоль его оси является, как правило, случайным, роторы одной и той же модели могут иметь различные распределения дисбаланса. Для гибких роторов распределение дисбаланса вдоль оси является существенно более важной характеристикой, чем для жестких, поскольку от этого распределения зависит степень возбуждения той или иной моды изгибных колебаний. Влияние дисбаланса, сосредоточенного в конкретной точке вдоль оси ротора, определяется формой изгибных колебаний ротора.
- Коррекция дисбаланса в плоскостях, координаты которых вдоль оси ротора отличаются от координаты точки реального сосредоточения дисбаланса, способна вызвать вибрацию на скоростях вращения, отличных от той, на которой эту коррекцию проводили. Эта вибрация может превышать установленные пределы, особенно на скорости, близкой к критической скорости вращения ротора. Такое превышение можно наблюдать даже на скорости, на которой проводилась балансировка, если формы возбуждаемых мод на месте эксплуатации и в процессе балансировки существенно различаются.
- Некоторые роторы, нагреваясь в процессе работы, испытывают тепловые деформации, что приводит к изменению распределения дисбаланса. Если дисбаланс ротора существенно изменяется от пуска к пуску, приведение его значения к допустимому может оказаться невыполнимым.

СОБСТВЕННЫЕ МОДЫ ВИБРАЦИИ

- Если демпфирование ротора пренебрежимо мало, то моды ротора совпадают с собственными модами изгибных колебаний. В случае, когда опорные подшипники ротора обладают постоянной жесткостью во всех радиальных направлениях, моды представляют собой плоские кривые, вращающиеся вокруг оси ротора. На рисунке [1](#) показаны типичные формы трех первых собственных мод обычного ротора, опирающегося своими концами на податливые подшипниковые опоры.
- Для системы «ротор - подшипник с демпфированием» моды могут представлять собой пространственные кривые, вращающиеся вокруг оси ротора, особенно в случае значительного демпфирования, появляющегося, например, при использовании подшипников скольжения с жидкостной пленкой. На рисунке [2](#) показаны возможные формы первой и второй мод в случае демпфирования. Часто демпфированные моды можно приближенно рассматривать как собственные, т.е. в виде плоских вращающихся кривых.

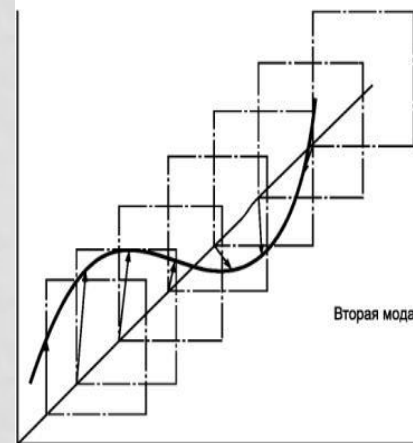
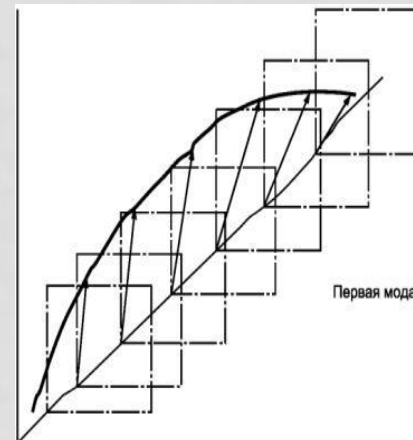
СОБСТВЕННЫЕ МОДЫ ВИБРАЦИИ



- Схематическое изображение форм мод гибких роторов на податливых опорах

Пример форм мод колебаний в случае их демпфирования

Следует обратить особое внимание на то, что формы мод и отклик ротора на дисбаланс сильно зависят от динамических характеристик и расположения подшипниковых опор.



ВОЗДЕЙСТВИЕ ДИСБАЛАНСА НА ГИБКИЙ РОТОР

- Распределение дисбаланса может быть выражено через модальные дисбалансы. Амплитуда каждой моды определяется соответствующим модальным дисбалансом. При вращении ротора на частоте, близкой к критической, мода, соответствующая этой частоте, обычно является доминирующей по сравнению с остальными.
- Степень изгиба ротора определяется:
 - а) значением модального дисбаланса;
 - б) степенью близости рабочей частоты вращения к критической;
 - в) демпфированием в системе «ротор - опора».
- Если уменьшить модальный дисбаланс с помощью набора сосредоточенных корректирующих масс, то амплитуда соответствующей моды также уменьшится. На этом основан метод балансировки по модам ротора, описанный в настоящем стандарте.
- Значения модальных дисбалансов для заданного распределения дисбаланса определяются формами мод изгибных колебаний. Кроме того, для обобщенного ротора, изображенного на рисунке 1, влияние корректирующей массы на моду зависит от ординаты кривой формы моды в точке расположения плоскости коррекции: максимальный эффект вызывает размещение корректирующей массы в области пучности, минимальный - вблизи узла колебаний. В качестве примера рассмотрен ротор, изображенный на рисунке 1. Корректирующая масса в плоскости P_3 окажет максимальное воздействие на первую моду колебаний, в то время как ее влияние на вторую моду будет мало.
- Корректирующая масса, установленная в плоскости P_2 , не окажет влияния на вторую собственную моду, но будет возбуждать две другие моды.
- Корректирующие массы, установленные в плоскостях P_1 и P_4 , не окажут влияния на третью собственную моду, но будут возбуждать первую и вторую.

ЦЕЛЬ БАЛАНСИРОВКИ ГИБКОГО РОТОРА

- Цель балансировки зависит от требований к эксплуатации машины. Перед балансировкой следует определить используемые критерии. Правильный выбор критериев позволяет удешевить балансировку и обеспечить ее эффективность.
- Критерии балансировки выбирают из условия достижения приемлемых значений вибрации машины и динамического прогиба ротора, а также обусловленных дисбалансом сил, действующих на подшипники ротора.
- Ротор полностью уравновешен, если устранены локальные дисбалансы на каждом участке ротора сколь угодно малой длины вдоль его оси посредством коррекции дисбалансов этих участков. В этом случае центр масс каждого участка ротора будет лежать на его оси.
- Ротор, уравновешенный таким образом, не будет иметь ни статического или динамического дисбаланса, ни модальных составляющих дисбаланса. Данный ротор будет удовлетворительно работать на всех частотах вращения в той мере, в какой это определяется влиянием дисбаланса.
- На практике требуемое уменьшение сил, вызываемых дисбалансом, достигают, как правило, путем добавления или удаления масс в ограниченном числе плоскостей коррекции. При этом после балансировки будет неизбежно сохраняться некоторый распределенный остаточный дисбаланс.
- Вибрация (или неуравновешенные силы), вызываемая остаточным дисбалансом, должна быть уменьшена до допустимой во всем диапазоне частот вращения, включая критические. Только в особых случаях можно ограничиться балансировкой гибкого ротора на одной частоте вращения. Следует учесть, что ротор, удовлетворительным образом уравновешенный в заданном рабочем диапазоне частот вращения, может вызывать повышенную вибрацию, если до достижения рабочей скорости ему необходимо пройти через критическую скорость. Однако уровни допустимой вибрации в момент прохождения критической скорости могут быть установлены более высокими, чем для рабочей скорости.
- Какой бы метод балансировки ни применяли, конечной целью является распределение корректирующих масс с целью минимизировать влияние дисбаланса на всех скоростях вращения вплоть до максимальной рабочей скорости, включая режимы пуска и выбега, а также возможные выходы за пределы рабочего диапазона скоростей. Для решения этой задачи может потребоваться рассмотрение влияния мод с критическими скоростями, лежащими выше рабочего диапазона скоростей.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕСТОПОЛОЖЕНИЯ И ЧИСЛА ПЛОСКОСТЕЙ КОРРЕКЦИИ

- Число необходимых плоскостей коррекции вдоль оси ротора зависит от применяемого метода балансировки. Например, роторы центробежных компрессоров иногда уравнивают в собранном состоянии только в плоскостях на концах ротора после того, как каждый диск или вал в составе ротора был уравновешен по отдельности на низкоскоростном балансировочном станке. Однако в общем случае, если рабочая частота вращения ротора достигает или превосходит n -ю критическую частоту вращения, необходимо использовать по меньшей мере n , а обычно $(n + 2)$, плоскостей коррекции, размещенных вдоль его оси.
- На стадии проектирования ротора следует определить число плоскостей коррекции и их координаты вдоль оси ротора. На практике число плоскостей коррекции ограничивается особенностями конструкции ротора, а в случае балансировки на месте - возможностью доступа к ним.

БАЛАНСИРОВКА ВАЛОПРОВОДОВ

- Валопровод, состоящий из нескольких роторов, имеет несколько критических частот вращения (и, соответственно, несколько собственных мод), которые, как правило, не совпадают с собственными частотами этих роторов, а форма собственных изгибных колебаний валопровода не связана простой зависимостью с модами роторов. Таким образом, распределение дисбаланса вдоль валопровода, состоящего из двух и более роторов, следует определять через значения модальных дисбалансов, мод всего валопровода в целом, а не его отдельных составляющих.
- На практике, однако, часто каждый ротор уравнивают независимо от других роторов валопровода. В большинстве случаев это обеспечивает удовлетворительную работу валопровода. Применимость данного метода на практике зависит от многих факторов (форм собственных мод и критических скоростей вращения валопровода и составляющих его роторов, распределения дисбаланса и типа соединений валов в валопроводе, характеристик опор валопровода и пр.).

МЕТОДЫ БАЛАНСИРОВКИ ГИБКИХ РОТОРОВ НА НИЗКИХ СКОРОСТЯХ ВРАЩЕНИЯ

- **Выбор плоскостей коррекции**
- Если места сосредоточения дисбалансов вдоль оси ротора известны, то плоскости коррекции следует выбирать по возможности ближе к этим местам. Для ротора, состоящего из двух или более элементов, разнесенных вдоль его оси, может потребоваться более двух поперечных плоскостей коррекции дисбаланса.
- **Учет рабочей скорости вращения ротора**
- Следует с осторожностью использовать методы низкоскоростной балансировки, если критическая скорость вращения попадает в рабочий диапазон скоростей вращения ротора или близка к нему.
- **Начальный дисбаланс**
- Балансировка гибкого ротора на низкоскоростном балансировочном станке позволяет уравновесить ротор в первом приближении. Степень успеха этой процедуры зависит в основном от значения и распределения начального дисбаланса.
- Роторы, для которых распределение начального дисбаланса известно и соответствующие плоскости коррекции доступны, допустимое значение начального дисбаланса ограничено только предельными значениями корректирующих масс, которые могут быть установлены в плоскостях коррекции.
- Роторы, для которых истинное распределение начального дисбаланса неизвестно, обычно не могут быть уравновешены методами низкоскоростной балансировки. Однако в некоторых случаях значение начального дисбаланса можно контролировать путем предварительной балансировки отдельных элементов.

МЕТОДЫ НИЗКОСКОРОСТНОЙ БАЛАНСИРОВКИ

- **Одноплоскостная балансировка**

Если начальный дисбаланс сосредоточен преимущественным образом в одной поперечной плоскости и в этой же плоскости осуществляют установку корректирующих масс, ротор будет уравновешен на всех скоростях вращения.

- **Процедура В - Двухплоскостная балансировка**

Если начальный дисбаланс сосредоточен главным образом в двух поперечных плоскостях и в тех же самых плоскостях устанавливают корректирующие массы, ротор будет уравновешен на всех скоростях вращения.

Если дисбаланс ротора распределен по жесткой секции ротора и коррекцию дисбаланса осуществляют в этой секции, ротор также будет уравновешен на всех скоростях вращения.

- **Процедура С - Балансировка отдельных узлов перед сборкой**

Перед сборкой каждая часть ротора, включая вал, должна быть уравновешена на низкой скорости вращения в соответствии с [ГОСТ 22061](#). При установке ротора необходимо сохранять в пределах допуска симметричность относительно оси вращения (см. [ГОСТ ИСО 1940-2](#)) как для самого вала, так и для устройств крепления элементов ротора.

ПОСЛЕДУЮЩАЯ БАЛАНСИРОВКА ПРИ КОНТРОЛЕ НАЧАЛЬНОГО ДИСБАЛАНСА

- Ротор, собранный из уравновешенных элементов, может, тем не менее, иметь повышенный дисбаланс. Последующая балансировка ротора на низкой частоте вращения допустима только в случае, когда начальный дисбаланс ротора в собранном состоянии не превышает установленных пределов.
- При наличии информации о жесткости вала или опоры и других динамических характеристик полезным будет анализ с использованием математических моделей.
- Опыт показывает, что симметричный ротор, удовлетворяющий вышеперечисленным требованиям, но имеющий дополнительную центральную плоскость коррекции, может быть уравновешен и при более высоких значениях начального дисбаланса после сборки. Согласно экспериментальным данным от 30 % до 60 % начального дисбаланса следует устранять в центральной плоскости коррекции.
- Для несимметричного ротора или ротора с консольными частями можно использовать аналогичную процедуру, но доля дисбаланса, устраняемая в разных плоскостях коррекции, может быть другой, и ее следует определить опытным путем.
- В ряде случаев начальный дисбаланс ротора может оказаться столь велик, что это потребует применения других методов балансировки

БАЛАНСИРОВКА НА ЭТАПАХ СБОРКИ

- Предварительно уравнивают вал. После этого ротор подвергают балансировке каждый раз, когда на него устанавливают дополнительную деталь, причем корректирующие массы размещают именно на этой детали. Такой метод позволяет избежать необходимости проверять симметрию вала и устройств крепления элементов ротора.
- При использовании данной процедуры важно убедиться, что состояние уравновешенности уже установленных деталей не изменяется при добавлении последующих элементов.
- Иногда можно устанавливать две плоские детали одновременно и затем проводить двухплоскостную балансировку ротора, используя в качестве плоскостей коррекции поверхности этих деталей. В случаях, когда жесткая секция состоит из нескольких элементов, которые обычно уравнивают в процессе двухплоскостной балансировки, эту жесткую секцию можно устанавливать на ротор сразу как единое целое, после чего провести двухплоскостную балансировку.

БАЛАНСИРОВКА В ОПТИМАЛЬНЫХ ПЛОСКОСТЯХ

- Если из-за особенностей конструкции или метода изготовления роторы одной серии имеют дисбаланс, равномерно распределенный по всей длине (например, трубы), то уравновешенность ротора во всем диапазоне рабочих скоростей может быть достигнута благодаря подходящему выбору положений двух плоскостей коррекции вдоль оси ротора с последующей балансировкой на низкой скорости вращения. Оптимальное расположение плоскостей коррекции, позволяющее добиться наилучших условий эксплуатации ротора, можно определить только в результате экспериментов над группой роторов одного типа.
- В частности, расположение плоскостей коррекции между опорами ротора на расстоянии 22 % ме жопорного расстояния от каждой опоры будет оптимальным для следующих роторов простой формы:
 - а) однопролетных роторов с опорами на концах;
 - б) роторов с равномерно распределенной массой без значительных консольных частей;
 - в) роторов с постоянной изгибной жесткостью вала вдоль всей длины;
 - г) роторов, чья рабочая скорость не изменяется скачками и далека от второй критической;
 - д) роторов с равномерным или линейным распределением дисбаланса.
- Если данный метод балансировки не дает удовлетворительных результатов, можно применить метод уравнивания на низкой скорости с использованием трех плоскостей коррекции - в середине ротора и на его концах, - как описано в приложении В. Для осуществления этой процедуры необходимо оценить, какую долю начального дисбаланса следует устранять в центральной плоскости коррекции.

Балансировка гибких роторов на высоких скоростях вращения – «Отстой» и прошлый век – рассматривать не будем! (С.М. Белобородов)

КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА БАЛАНСИРОВКИ

- Критерии оценки качества балансировки выражают либо через предельные значения вибрации, либо через допустимые значения остаточного дисбаланса.
- В ряде документов нормативного характера установлены предельно допустимые значения вибрации машин с гибкими роторами, что, однако, не позволяет на их основе однозначно определить критерии приемки самих роторов, поскольку, как правило, не существует простой связи между дисбалансом ротора и вибрацией работающей машины. На амплитуду вибрации оказывает влияние множество факторов, таких как масса корпуса машины и основания, жесткость опор и фундамента, близость рабочей скорости к различным резонансным частотам, а также характеристики демпфирования
- **Предельные значения вибрации при установке на балансировочном оборудовании**
- Если окончательное суждение об уравновешенности выносят на основе анализа вибрации, предельные значения вибрации устанавливают из расчета, что на месте эксплуатации вибрация ротора также будет находиться в пределах допуска.
- Между вибрацией, измеренной на балансировочном оборудовании, и той, что получена на месте эксплуатации машины, существует сложная зависимость, определяемая многими факторами. Обычно приемку машины осуществляют на основании вибрационных критериев (см. [ГОСТ ИСО 7919-1](#), [ГОСТ ИСО 10816-1](#) и другие стандарты на контроль вибрационного состояния машин разных видов). В большинстве случаев эту зависимость устанавливают для машин конкретных видов на основании опыта балансировки типичных роторов на однотипном оборудовании. При наличии такого опыта его следует использовать для определения допустимой вибрации на балансировочном оборудовании. Если такой опыт отсутствует (например, в случае нового балансировочного оборудования или роторов принципиально новой конструкции)

- **Допустимые значения вибрации на балансировочном оборудовании**

- Возможны два способа определения допустимой вибрации при балансировке на балансировочном оборудовании:
- а) допустимую вибрацию подшипниковой опоры рассчитывают исходя из значений допустимой вибрации опоры на месте эксплуатации;
- б) допустимую вибрацию вала определяют на основании допустимых значений вибрации вала в условиях эксплуатации.
- И в том и в другом случае допустимое значение вибрации определяют по формуле
- $$\underline{Y} = XK_0K_1K_2, \quad (1)$$
- где Y - соответствующее допустимое значение составляющей вибрации подшипниковой опоры или вала на частоте вращения ротора на балансировочном оборудовании;
- X - допустимый общий уровень вибрации подшипника или вала в поперечном горизонтальном или вертикальном направлении в условиях эксплуатации в рабочем диапазоне частот вращения, определенный в технических условиях на продукцию или в соответствующих стандартах (например, [ГОСТ ИСО 7919.1](#), [ГОСТ ИСО 10816.1](#));
- K_0 - отношение допустимой составляющей вибрации на частоте вращения (обусловленной дисбалансом) к допустимому общему уровню вибрации ($K_0 \leq 1$);
- K_1 - коэффициент преобразования, определяемый отличием системы опоры или условиями соединения ротора от тех, что имеют место при эксплуатации. Определяют как отношение измеренного значения гармоники оборотной частоты на балансировочном оборудовании (вал или подшипниковая опора) к тому же значению, полученному для машины в сборе на месте эксплуатации (если такие измерения провести невозможно, принимают $K_1 = 1$);
- K_2 - коэффициент преобразования, определяемый отличием точки измерения вибрации на балансировочном оборудовании от той, для которой установлено значение X . Данная величина зависит от модальных характеристик ротора. Если точки измерения совпадают, $K_2 = 1$.
- Примечания
- 1 Формула (1) позволяет получить значение Y в тех же единицах измерения, что и X . Для практических целей можно осуществить преобразование Y в другие величины, например из виброскорости в виброперемещение.
- 2 Значение K_1 часто зависит от направления измерений.
- 3 Если измерение нельзя провести в той же самой точке, можно определить значение K_2 аналитически, используя динамическую модель системы «ротор - опора».

- Значения K_1 и K_2 могут изменяться в широких пределах и зависят от скорости. Некоторые рекомендации по выбору K_0 и K_1 даны в приложении [С](#). Значение K_2 необходимо определять для каждого конкретного случая отдельно. Этот коэффициент возрастает, если критическая скорость для конкретной системы опирания ротора совпадает с рабочей скоростью вращения.
- С практической точки зрения важно знать не значение каждого коэффициента по отдельности, а значение их произведения.
- Необходимо обратить внимание на то, что на критических скоростях вращения происходит усиление колебаний по соответствующим модам. Процедура балансировки, как правило, должна обеспечить не только приемлемую вибрацию в рабочем диапазоне скоростей, но и плавное прохождение критических частот, лежащих ниже верхней границы этого диапазона. Для критических скоростей установить количественный критерий особенно трудно, поскольку практически невозможно точно воспроизвести на балансировочном оборудовании условия опирания ротора (особенно в части характеристик демпфирования).
- Если предметом внимания является динамический прогиб ротора во время его разгона (с точки зрения появляющихся в нем механических напряжений или зазоров между ротором и статором), необходимо рассматривать перемещение соответствующих участков ротора на критических частотах, лежащих ниже рабочей частоты вращения.
- **Предельные значения остаточного дисбаланса при балансировке на низкой скорости вращения**
- Остаточный дисбаланс любого ротора в сборе не должен превышать остаточный дисбаланс, установленный [ГОСТ 22061](#) для эквивалентного жесткого ротора.
- эквивалентный остаточный дисбаланс для первой моды не должен превышать 60 %;
- эквивалентный остаточный дисбаланс для второй моды не должен превышать 60 %;
- если предварительно проведена балансировка на низкой скорости вращения, общий остаточный дисбаланс ротора как жесткого тела не должен превышать 100 %.
- В случае, когда влияние одной из мод менее существенно, чем другой, соответствующее предельное значение может быть увеличено, но не должно превышать 100 %.

ОЦЕНКА ВИБРАЦИИ

- **Оценка вибрации на испытательном стенде**

- Ротор, состояние уравновешенности которого окончательно оценивают на испытательном стенде, должен быть установлен на подшипниковые опоры. . Специального рассмотрения требуют следующие случаи:
 - а) ротор собран как единый агрегат, управляемый собственным двигателем;
 - б) получение данных возможно только на максимальной частоте вращения ротора, например для ротора асинхронного электродвигателя;
 - с) установка датчиков на подшипники невозможна - в этом случае изготовитель и потребитель оговаривают точки измерения вибрации;
 - д) значение дисбаланса ротора может зависеть от нагрузки - в этом случае изготовитель и потребитель оговаривают диапазон нагрузок, при которых оценивают уравновешенность ротора.

- **Оценка вибрации на месте эксплуатации**

- 9.1.3.1 Машины, качество балансировки роторов которых оценивают после окончательной установки на рабочем месте, подвержены влиянию многих факторов, вызывающих вибрацию. Некоторые факторы, отличные от дисбаланса, действуют на частоте вращения ротора (см. приложение **А**).
- 9.1.3.2 Если неподвижные части машины или ее фундамент имеют резонанс на рабочей частоте, возможно появление высоких уровней вибрации даже в том случае, когда дисбаланс ротора находится в пределах, обычно рассматриваемых как допустимые.
- Снижения вибрации можно достичь за счет более точной балансировки, однако эта процедура имеет смысл, только если машина не подвержена изменению дисбаланса в процессе эксплуатации
- Как правило, оценку качества балансировки проводят при работе машины без нагрузки. При необходимости оценить уравновешенность в условиях нагрузки эти условия должны быть согласованы изготовителем и потребителем.

ОЦЕНКА ВИБРАЦИИ

- **Оценка на низкой скорости вращения**
- Оценка состояния уравновешенности на низкой скорости вращения основана на сравнении дисбаланса с предельными значениями для жестких роторов, установленными [ГОСТ 22061](#).
- Как правило, оценку качества балансировки роторов этой категории проводят на низкоскоростных балансировочных станках с последующими испытаниями на высоких скоростях вращения на месте эксплуатации или на испытательном стенде. В особых случаях по договоренности между изготовителем и потребителем процедура оценки вибрации на высоких скоростях вращения может быть исключена, и приемка ротора осуществлена на основе измерения остаточного дисбаланса на низкой скорости. Это особенно характерно для роторов, приобретаемых в резерв, когда оценка на месте эксплуатации может быть отложена на значительное время.
- Оценку проводят для ротора в сборе после установки всех соединительных элементов (полумуфт, зубчатых колес и т.д.).
- Методы оценки остаточного дисбаланса - по [ГОСТ 22061](#) и [ГОСТ ИСО 1940-2](#).

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ОЦЕНКУ УРАВНОВЕШЕННОСТИ РОТОРА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИЗМЕРЕНИЙ НА МЕСТЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

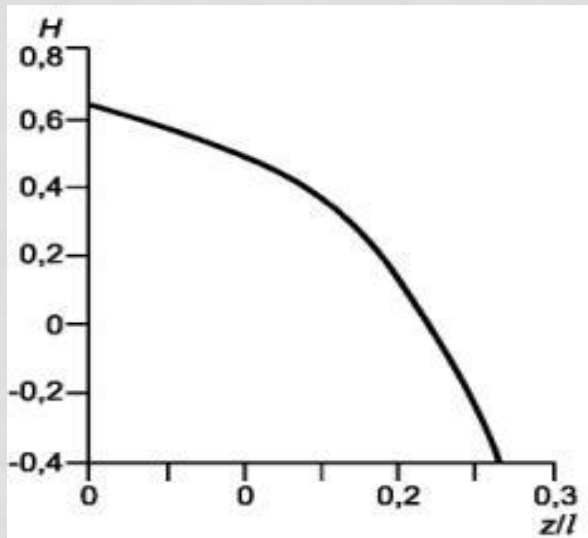
- Дисбаланс не является единственной причиной вибрации ротора, в том числе вибрации на частоте вращения. Перед проведением балансировки необходимо предварительно исследовать влияние описываемых ниже факторов, определяющих вибрацию машины.
- Это особенно важно для валопроводов (например, турбогенераторов), состоящих из двух и более роторов.
- **Несоосность и перекос подшипников**
- Несоосность и перекос подшипников могут вызвать вибрацию, которую невозможно устранить балансировкой. При наблюдении эффекта несоосности (перекоса) его необходимо устранить, прежде чем перейти к оценке вибрации машины (см. также последний абзац [А.3](#)).
- **Радиальные и осевые биения в местах сопряжений**
- Практически невозможно соединить крупные роторы без эксцентриситета или несоосности элементов соединений. Это может вызывать вибрацию, устранить которую посредством балансировки полностью не удастся. Поэтому, если балансировка машины не приводит к должным результатам, следует проверить радиальные и осевые биения в местах сопряжений.
- По возможности следует добиться, чтобы данные погрешности находились в допустимых пределах, определяемых из практики эксплуатации машин разных типов и размеров, прежде чем приступить к попыткам балансировки.
- **Неустойчивость ротора на масляном клине**
- Различные формы неустойчивости (например, вследствие вихревых процессов в смазке) могут и меть место в подшипниках с гидродинамической смазкой, которые обычно используют в системах многопролетных гибких роторов.
- Признаки неустойчивости хорошо известны, поэтому перед балансировкой необходимо убедиться в их отсутствии.

НИЗКОСКОРОСТНАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ В ТРЕХ ОПТИМАЛЬНЫХ ПЛОСКОСТЯХ (ПРИЛОЖЕНИЕ)

- В данном приложении рассмотрена низкоскоростная балансировка роторов, имеющих одну центральную и две крайние плоскости коррекции, проводимая при выполнении следующих условий:
- а) ротор имеет один пролет без значительных консольных масс;
- б) равномерное или линейное распределение дисбаланса вдоль оси ротора;
- с) равномерная изгибная жесткость ротора по всей длине;
- д) симметричное расположение плоскостей коррекции на концах ротора относительно его середины;
- е) плавно изменяющаяся рабочая скорость, далекая от второй критической.
- Такие роторы могут быть достаточно хорошо уравновешены на низкой скорости вращения, если известна доля дисбаланса, которая должна быть устранена в центральной плоскости. Данное приложение описывает метод расчета корректирующих масс в трех плоскостях исходя из начальных дисбалансов, определенных в двух плоскостях измерения дисбаланса. Векторная сумма сил и моментов, создаваемых корректирующими дисбалансами трех плоскостей коррекции U_1, U_2, U_3 относительно некоторой точки на роторе, должна быть равной сумме сил и моментов начальных дисбалансов U_L и U_R относительно этой же точки.
- Ротор может быть полностью уравновешен вплоть до первой критической скорости, если выполнены следующие условия:

НИЗКОСКОРОСТНАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ В ТРЕХ ОПТИМАЛЬНЫХ ПЛОСКОСТЯХ

- где H определяет долю коррекции дисбаланса в центральной плоскости.
- Все дисбалансы рассматривают как векторные величины.
- Зависимость H от z/l представлена на рисунке, где z - расстояние от левого подшипника до ближайшей плоскости коррекции; l - расстояние между подшипниками (длина ротора).



Коэффициент H равен нулю при $z/l = 0,22$. Это означает, что в данном случае необходимость использования центральной плоскости коррекции отпадает, и процедура балансировки превращается в двухплоскостную. Если отношение z/l превышает 0,22, корректирующую массу в центральной плоскости коррекции переносят на противоположную сторону относительно вала.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВИДА РОТОРА: ЖЕСТКИЙ ИЛИ ГИБКИЙ

- По внешнему виду ротора невозможно определить, является он жестким или гибким. Если ротор работает на высоких скоростях вращения, он при разгоне может проходить через критические частоты, получая значительные динамические прогибы, и, следовательно, требует высокоскоростной балансировки. Ротор можно считать жестким (с точки зрения балансировки), если его максимальная рабочая скорость лежит по крайней мере на 30 % ниже первой критической скорости.
- **Определение вида ротора**
- Для определения вида ротора (гибкий или жесткий), а значит, метода балансировки, можно воспользоваться следующими рекомендациями.
- Получить у изготовителя или заказчика сведения о типе ротора и рекомендуемом методе балансировки.
- Если первая критическая скорость вращения превышает максимальную рабочую частоту по крайней мере на 50 %, ротор, как правило, можно считать жестким (с точки зрения балансировки).
- Если с изменением скорости вращения не обнаруживается существенных изменений вибрации, делают вывод о том, что ротор либо жесткий, либо гибкий, но уровни его модальных дисбалансов незначительны. Для выяснения, какой из этих двух случаев имеет место, выполняют испытания на гибкость согласно [Е.3](#).
- Если при разгоне или выбеге ротора происходят значительные изменения вибрации, то справедлива одна из следующих альтернатив:
 - - ротор гибкий;
 - - ротор жесткий, но установлен на податливые опоры;
 - - ротор имеет податливые элементы, деформация которых является функцией частоты вращения или температуры.
- Для выбора между этими альтернативами вновь разгоняют ротор до рабочей скорости вращения и сравнивают новые и старые значения вибрации при выбеге. Если они совпадают, массово-геометрические характеристики можно считать стабилизировавшимися.
- Если сравниваемые характеристики вибрации при выбеге ротора не совпадают, то дисбаланс является переменной величиной. Ротор в данных условиях невозможно уравновесить в допустимых пределах, пока указанная причина не будет устранена.