МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОВЕТ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ
(МГС)
INTERSTATE COUNCIL FOR STANDARDIZATION, METROLOGY AND CERTIFICATION
(ISC)

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

ГОСТ 31320— 2006 (ИСО 11342:1998)

Вибрация

МЕТОДЫ И КРИТЕРИИ БАЛАНСИРОВКИ ГИБКИХ РОТОРОВ

ISO 11342:1998
Mechanical vibration — Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors
(MOD)

Издание официальное

БЗ 6—2005/121

Москва
Стандартинформ
2008

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

Цели, основные принципы и основной порядок проведения работ по межгосударственной стандартизации установлены ГОСТ 1.0—92 «Межгосударственная система стандартизации. Основные положения» и ГОСТ 1.2—97 «Межгосударственная система стандартизации. Стандарты межгосударственные, правила и рекомендации по межгосударственной стандартизации. Порядок разработки, принятия, применения, обновления и отмены»

Сведения о стандарте

1 ПОДГОТОВЛЕН Открытым акционерным обществом «Научно-исследовательский центр контроля и диагностики технических систем» на основе собственного аутентичного перевода стандарта, указанного в пункте 4

2 ВНЕСЕН Межгосударственным техническим комитетом по стандартизации МТК 183 «Вибрация и удар»

3 ПРИНЯТ Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол № 29 от 24 июня 2006 г.)

За принятие проголосовали:

Краткое наименование страны по МК (ИСО 3166) 004—97	Код страны по МК (ИСО 3166) 004—97	Сокращенное наименование национального органа по стандартизации
Казахстан	KZ	Госстандарт Республики Казахстан
Кыргызстан	KG	Кыргызстандарт
Молдова	MD	Молдова-Стандарт
Российская Федерация	RU	Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии
Таджикистан	TJ	Таджикстандарт
Узбекистан	UZ	Узстандарт

4 Настоящий стандарт является модифицированным по отношению к международному стандарту ИСО 11342:1998 «Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов» (ISO 11342:1998 «Mechanical vibration — Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors») путем внесения технических отклонений, объяснение которых приведено во введении к настоящему стандарту, и изменения его структуры.

Сравнение структуры настоящего стандарта со структурой указанного международного стандарта приведено в дополнительном приложении J.

Степень соответствия — модифицированная (MOD)

5 Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 12 декабря 2007 г. № 365-ст межгосударственный стандарт ГОСТ 31320—2006 (ИСО 11342:1998) введен в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации с 1 июля 2008 г.

6 ВЗАМЕН ГОСТ ИСО 11342—95 и ГОСТ 27870—88

Информация о введении в действие (прекращении действия) настоящего стандарта публикуется в указателе «Национальные стандарты».

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в указателе «Национальные стандарты», а текст изменений — в информационных указателях «Национальные стандарты». В случае пересмотра или отмены настоящего стандарта соответствующая информация будет опубликована в информационном указателе «Национальные стандарты»

© Стандартинформ, 2008

В Российской Федерации настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения . . . 1
2 Нормативные ссылки . . . 1
3 Термины и определения . . . 2
4 Основы динамики и балансировки гибких роторов . . . 3
5 Конструкции роторов . . . 6
6 Методы балансировки гибких роторов на низких скоростях вращения . . . 8
7 Методы балансировки гибких роторов на высоких скоростях вращения . . . 10
8 Критерии оценки качества балансировки . . . 11
9 Процедуры оценки уравновешенности ротора . . . 17
Приложение A (рекомендуемое) Факторы,влияющие на оценку уравновешенности ротора по результатам измерений на месте эксплуатации . . . 20
Приложение B (рекомендуемое) Низкоскоростная балансировка роторов в трех оптимальных плоскостях . . . 20
Приложение C (рекомендуемое) Коэффициенты преобразования . . . 21
Приложение D (справочное) Вычисление эквивалентного остаточного модального дисбаланса . . . 22
Приложение E (рекомендуемое) Методика определения вида ротора: жесткий или гибкий . . . 24
Приложение F (справочное) Пример расчета допустимого эквивалентного модального дисбаланса . 26
Приложение G (рекомендуемое) Метод графического определения дисбаланса . . . 26
Приложение H (справочное) Сведения о соответствии ссылочных международных стандартов межгосударственным стандартам, использованным в настоящем стандарте в качестве нормативных ссылок . . . 27
Приложение J (справочное) Изменение структуры настоящего стандарта по отношению к ИСО 11342:1998 . . . 27
Библиография . . . 28

Введение

Целью балансировки ротора является его нормальная работа после установки на месте эксплуатации. В данном случае под «нормальной работой» понимают то, что вибрация ротора, вызванная остаточным дисбалансом, не превышает допустимых пределов. Для гибкого ротора «нормальная работа» означает также, что для любых скоростей вращения ротора вплоть до максимальной рабочей скорости его динамический прогиб не превышает допустимого.

В большинстве случаев изготовители проводят балансировку роторов перед сборкой машины, поскольку впоследствии доступ к ротору может быть затруднен. Кроме того, часто по завершении балансировки имеет место приемка ротора заказчиком. Таким образом, хотя конечной целью балансировки является нормальная работа ротора на месте эксплуатации, как правило, предварительно качество балансировки ротора оценивают на балансировочном оборудовании. Обычно суждение о том, насколько «хорошо» ведет себя ротор в процессе эксплуатации, выносят на основании производимой машиной вибрации, которая, в свою очередь, может быть следствием различных причин, в то время как на балансировочном оборудовании анализу в первую очередь подвергают составляющую вибрации на частоте вращения ротора.

Настоящий стандарт устанавливает классификацию роторов в соответствии с требованиями, предъявляемыми к их уравновешенности, и методы оценки остаточного дисбаланса.

Кроме того, настоящий стандарт устанавливает методы построения критериев балансировки роторов на балансировочном оборудовании на основе как предельно допустимых значений вибрации машины с установленным ротором в процессе ее работы, так и предельных значений дисбаланса данного ротора. Для случаев, когда предельно допустимые значения дисбаланса неизвестны, настоящий стандарт устанавливает способ их определения на основе рекомендаций ГОСТ ИСО 10816-1—97, ГОСТ ИСО 7919-1—2002 и стандартов на контроль вибрационного состояния машин конкретных видов (если критерий определен в терминах вибрации), а также ГОСТ 22061—76[1)] (если критерий определен в терминах остаточного дисбаланса). Последний стандарт распространяется на жесткие роторы и потому не может быть непосредственно применен к роторам, способным в процессе работы испытывать значительные динамические прогибы. Однако в подразделе 8.3 настоящего стандарта показано, как можно использовать критерии ГОСТ 22061—76 применительно к гибким роторам.

Поскольку настоящий стандарт во многих аспектах дополняет ГОСТ 22061—76, рекомендуется, по возможности, использовать эти стандарты совместно.

По сравнению с примененным международным стандартом ИСО 11342:1998 в текст настоящего стандарта внесены следующие изменения:

- определения терминов перенесены из приложения Н в раздел 3. При этом две терминологические статьи «Н.3 собственная мода изгибных колебаний ротора» и «Н.6 функция моды, $\phi_n(z)$» объединены в одну «3.3 собственная мода (гибкого ротора), $\phi_n(z)$» с соответствующим изменением нумерации других статей, как указано в приложении J;
- ссылки на ИСО 1940-1 заменены ссылками на ГОСТ 22061—76, который, будучи неэквивалентен международному аналогу в целом, тем не менее, эквивалентен ему в части ссылочных положений;
- форма всех таблиц приведена в соответствие с требованиями ГОСТ 1.5—2001, для чего изменена структура приложения D, как указано в приложении J;
- изменен элемент «Библиография», и в нем указаны новые редакции ИСО 1940-1 и ИСО 2953;
- изменена структура стандарта, как указано в приложении J.

[1)] Или его международного аналога [1].

Поправка к ГОСТ 31320—2006 (ИСО 11342:1998) Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов

В каком месте	Напечатано	Должно быть		
Предисловие. Таблица согласования	—	Беларусь	BY	Госстандарт Республики Беларусь

(ИУС № 7 2009 г.)

М Е Ж Г О С У Д А Р С Т В Е Н Н Ы Й С Т А Н Д А Р Т

Вибрация

МЕТОДЫ И КРИТЕРИИ БАЛАНСИРОВКИ ГИБКИХ РОТОРОВ

Vibration. Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors

Дата введения — 2008—07—01

1 Область применения

Настоящий 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.

Настоящий 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.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие межгосударственные стандарты:

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

ГОСТ 31322—2006 (ИСО 8821:1989) Вибрация. Требования к балансировке элементов ротора, собираемых с помощью шпонки

Примечание — При пользовании настоящим стандартом целесообразно проверить действие ссылочных стандартов на территории государства по соответствующему указателю стандартов, составленному по состоянию на 1 января текущего года, и по соответствующим информационным указателям, опубликованным в текущем году. Если ссылочный стандарт заменен (изменен), то при пользовании настоящим стандартом следует руководствоваться заменяющим (измененным) стандартом. Если ссылочный стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, применяется в части, не затрагивающей эту ссылку.

Издание официальное

3 Термины и определения

В настоящем стандарте применены термины по ГОСТ 19534 и ГОСТ 24346, а также следующие термины с соответствующими определениями:

3.1 **критическая скорость (гибкого ротора):** Скорость вращения ротора, на которой он претерпевает максимальный изгиб, существенно превышающий максимальное перемещение цапф ротора.

3.2 **критическая скорость жесткого ротора:** Скорость вращения ротора, на которой наблюдается максимальное перемещение цапф ротора, существенно превышающее прогиб ротора.

3.3 **собственная мода (гибкого ротора) $\phi_n(z)$:** Форма пространственных колебаний на одной из критических скоростей (гибкого ротора) при отсутствии демпфирования в системе «ротор — опора».

3.4 **многоплоскостная балансировка:** Процедура балансировки, требующая коррекции дисбалансов в трех и более плоскостях коррекции.

3.5 **балансировка по модам:** Процедура балансировки гибких роторов с последовательной коррекцией дисбалансов с целью уменьшить амплитуду вибрации на каждой (существенной) собственной моде до установленных пределов.

3.6 **модальная масса m_n (n-й моды):** Масштабный множитель, имеющий размерность массы и характеризующий распределение массы ротора вдоль его оси в сопоставлении с формой n-й моды.

Примечание — Модальную массу используют, в частности, для описания модального дисбаланса и определяют по формуле

$$m_n = \int_0^L \mu(z)\,\phi_n^2(z)\,dz,$$

где $\mu(z)$ — масса на единицу длины ротора;

L — длина ротора.

3.7 **модальный дисбаланс $\vec{u}_n(z)$ (n-й моды):** Дисбаланс, воздействующий только на n-ю собственную моду изгибных колебаний системы «ротор — опора».

Примечания

1 Мера данной составляющей дисбаланса ротора определяется выражением

$$\vec{U}_n = \int_0^L \mu(z)\,\vec{e}(z)\,\phi_n(z)dz = \vec{e}_n m_n,$$

где $\vec{e}(z)$ — эксцентриситет единичной массы в точке z вдоль оси ротора.

2 Модальный дисбаланс (n-й моды) $\vec{u}_n(z)$ представляет собой не сосредоточенный дисбаланс, а распределение дисбаланса по n-й моде колебаний:

$$\vec{u}_n(z) = \vec{e}_n \mu(z)\,\phi_n(z) = \frac{\vec{U}_n}{m_n}\mu(z)\,\phi_n(z).$$

Данный параметр может быть представлен с точки зрения воздействия на n-ю собственную моду вектора единичного дисбаланса $\vec{U}_n$:

$$\int_0^L [\vec{e}_n \mu(z)\,\phi_n(z)]\,\phi_n(z)dz = \vec{e}_n \int_0^L \mu(z)\,\phi_n^2(z)dz = \vec{e}_n m_n = \vec{U}_n.$$

3.8 **модальный эксцентриситет $\vec{e}_n$ n-й моды (удельный модальный дисбаланс)** — Отношение модального дисбаланса n-й моды к модальной массе.

Примечание — Модальный эксцентриситет $\vec{e}_n$ выражают формулой

$$\vec{e}_n = \frac{\vec{U}_n}{m_n}.$$

3.9 **эквивалентный модальный дисбаланс (n-й моды):** Минимальный единичный дисбаланс, эквивалентный модальному дисбалансу n-й моды по его влиянию на n-ю собственную моду колебаний.

Примечания

1 В случае сосредоточенного дисбаланса $\vec{U}_{ne}$ справедливо следующее соотношение:

$$\vec{U}_n = \vec{U}_{ne}\,\phi_n(z_e),$$

где $\phi_n(z_e)$ — значение функции моды в точке $z = z_e$ приложения (в поперечной плоскости) дисбаланса $\vec{U}_{ne}$.

2 Набор масс, распределенный по соответствующим плоскостям коррекции и взятый в такой пропорции, чтобы возбудить рассматриваемую моду колебаний, может быть назван эквивалентным набором модальных дисбалансов по *n*-й моде.

3 Эквивалентный модальный дисбаланс по *n*-й моде способен возбуждать также другие моды колебаний.

3.10 **допуск на модальный дисбаланс:** В отношении данной моды колебаний предельное значение эквивалентного модального дисбаланса, ниже которого состояние уравновешенности по данной моде рассматривают как приемлемое.

3.11 **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.

3.12 **температурно-зависимый дисбаланс:** Характерная особенность отдельных роторов, дисбаланс которых способен значительно изменяться с изменением температуры ротора.

3.13 **низкоскоростная балансировка (гибкого ротора):** Процедура балансировки на скорости, где ротор можно рассматривать как жесткий.

3.14 **высокоскоростная балансировка (гибкого ротора):** Процедура балансировки на скорости, где ротор нельзя рассматривать как жесткий.

4 Основы динамики и балансировки гибких роторов

4.1 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.

4.2 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.

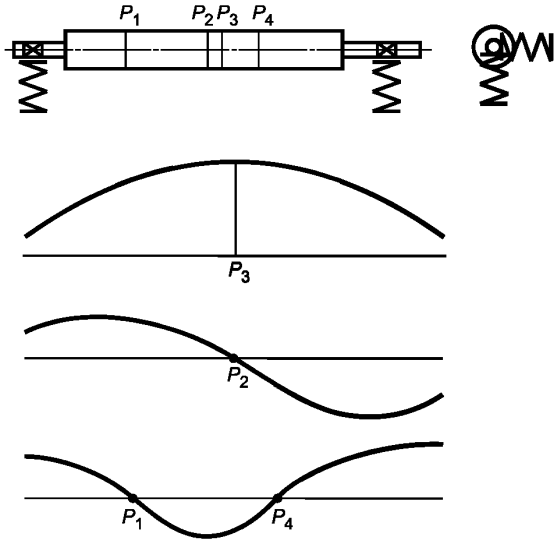
Коррекция дисбаланса в плоскостях, координаты которых вдоль оси ротора отличаются от координаты точки реального сосредоточения дисбаланса, способна вызвать вибрацию на скоростях вращения, отличных от той, на которой эту коррекцию проводили. Эта вибрация может превышать установленные пределы, особенно 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.

4.3 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.



Плоскости P_1, P_2 и P_4 расположены в узлах мод, а плоскость P_3 — в пучности.

Рисунок 1 — Схематическое изображение форм мод гибких роторов на податливых опорах

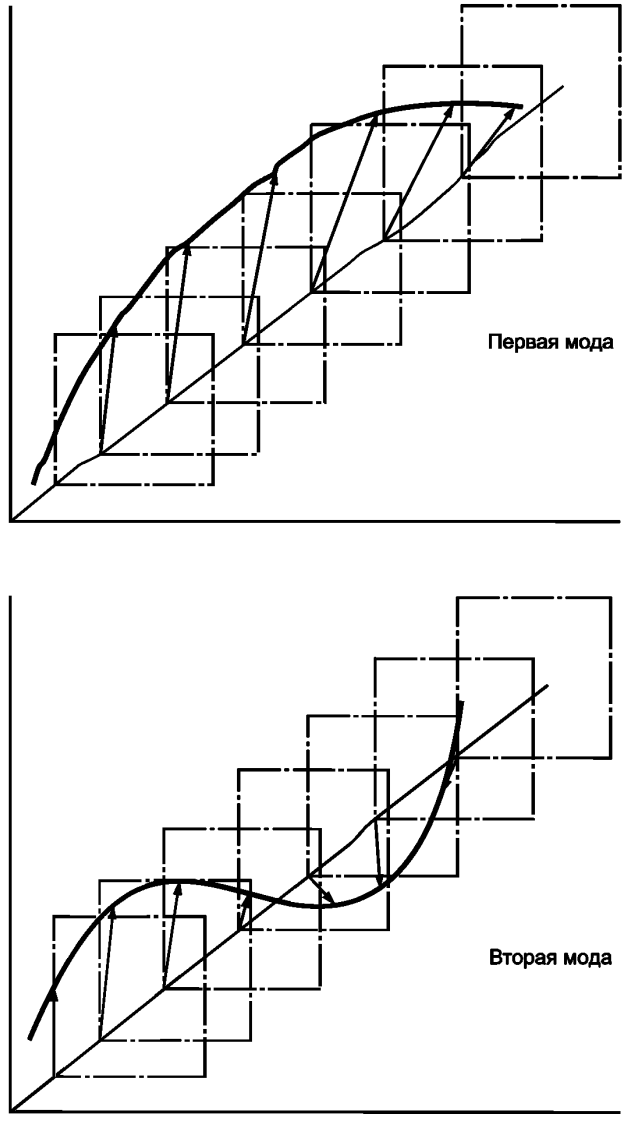


Рисунок 2 — Пример форм мод колебаний в случае их демпфирования

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

4.4 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:

a) значением модального дисбаланса;

b) степенью близости рабочей частоты вращения к критической;

c) 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.

4.5 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.

4.6 Определение местоположения и числа плоскостей коррекции

Число необходимых плоскостей коррекции вдоль оси ротора зависит от применяемого метода балансировки. Например, роторы центробежных компрессоров иногда уравновешивают 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.

4.7 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 уравновешивают 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.).

Если впоследствии необходимо провести балансировку на месте установки ротора, следует учитывать рекомендации приложения А.

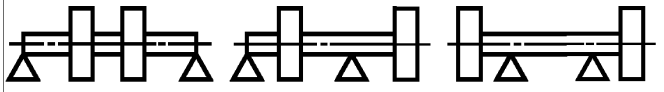
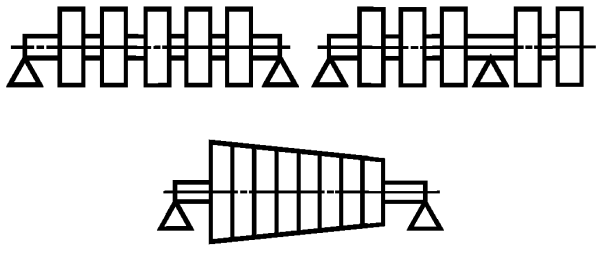
5 Конструкции роторов

В таблице 1 представлены типичные конструкции роторов, даны их краткие характеристики и указаны рекомендуемые методы балансировки. В таблице приведено только краткое описание характеристик ротора. Более полные требования к роторам установлены в разделах 6 и 7 при описании соответствующих методов балансировки. Перечень методов балансировки приведен в таблице 2.

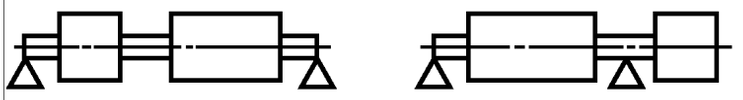
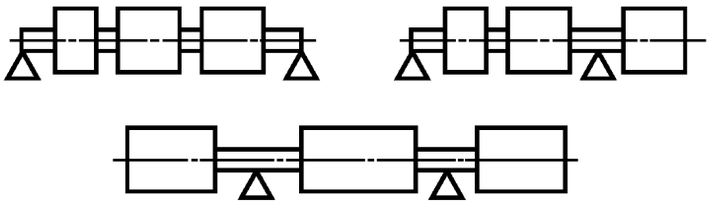
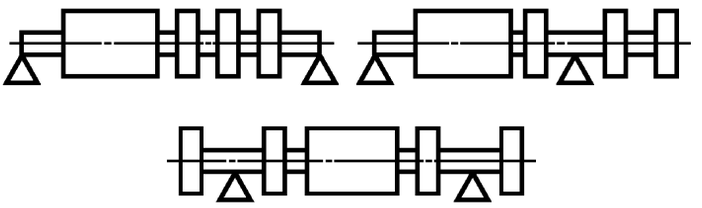
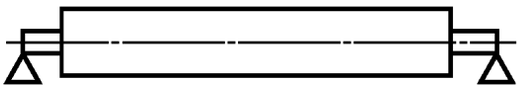
Иногда целесообразно использовать сочетание нескольких методов. Если ротор данной конструкции может быть уравновешен несколькими способами, то все такие возможности представлены в таблице 1 в последовательности возрастания времени (стоимости) процедуры балансировки.

Роторы любой формы могут быть уравновешены посредством балансировки на нескольких скоростях вращения (см. 7.3), а иногда — в некоторых особых случаях — на рабочей скорости вращения (см. 7.4) или на некоторой фиксированной скорости (см. 7.5).

Таблица 1 — Гибкие роторы

Тип ротора	Характеристики ротора	Рекомендуемые процедуры балансировки (см. таблицу 2)
Диски	Гибкий вал без дисбаланса, жесткий диск или диски	
	Один диск: - перпендикулярно к оси вала - с осевым биением	 A; C B; C
	Два диска: - перпендикулярно к оси вала - с осевым биением: a) по крайней мере один диск съемный b) цельная конструкция	 B; C B + C; E G
	Более двух дисков: - все (кроме одного) диски съемные; - цельная конструкция	 B + C, D, E G

Продолжение таблицы 1

Тип ротора	Характеристики ротора	Рекомендуемые процедуры балансировки (см. таблицу 2)
Жесткие секции	Гибкий вал без дисбаланса, жесткие секции	
	Одна жесткая секция: - съемная - цельная конструкция	B; C; E B
	Две жесткие секции: - по крайней мере одна секция съемная - цельная конструкция	B + C; E G
	Более двух жестких секций: - все (кроме одной) секции съемные - цельная конструкция	B + C; E G
Диски и жесткие секции	Гибкий вал без дисбаланса, жесткие диски и секции	
	По одному диску и секции: - по крайней мере одна деталь съемная - цельная конструкция	B + C; E G
	Большее число деталей: - все (кроме одной) детали съемные - цельная конструкция	B + C; E G
Барабаны	Масса, упругость и дисбаланс, распределенные вдоль ротора	
	- специальные условия - типичные условия	F G
Барабаны и диски или жесткие секции	Гибкий барабан, жесткие диски, жесткие секции	
	- диски/жесткие секции/съемные: a) специальные условия b) типичные условия - цельная конструкция	C + F; E + F G G

Окончание таблицы 1

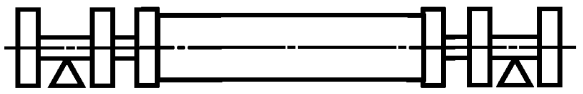
Тип ротора	Характеристики ротора	Рекомендуемые процедуры балансировки (см. таблицу 2)
Ротор в виде единого целого	Масса, упругость и дисбаланс, распределенные вдоль ротора	
	Основные элементы, имеющие дисбаланс, несъемные	G
Обозначения: A — одноплоскостная балансировка; B — двухплоскостная балансировка; C — балансировка отдельных узлов перед сборкой; D — последующая балансировка при контроле начального дисбаланса; E — балансировка на этапах сборки; F — балансировка в оптимальных плоскостях; G — балансировка на нескольких скоростях. В некоторых обстоятельствах могут быть использованы дополнительные процедуры балансировки: H и I, см. 7.4 и 7.5.		

Таблица 2 — Процедуры балансировки

Процедура	Описание	Подраздел (пункт) стандарта
Низкоскоростная балансировка		
A	Одноплоскостная балансировка	6.5.1
B	Двухплоскостная балансировка	6.5.2
C	Балансировка отдельных узлов перед сборкой	6.5.3
D	Последующая балансировка при контроле начального дисбаланса	6.5.4
E	Балансировка на этапах сборки	6.5.5
F	Балансировка в оптимальных плоскостях	6.5.6
Высокоскоростная балансировка		
G	Балансировка на нескольких скоростях вращения	7.3
H	Балансировка на рабочей скорости	7.4
I	Балансировка на фиксированной скорости	7.5

6 Методы балансировки гибких роторов на низких скоростях вращения

6.1 Общие положения

Низкоскоростную балансировку обычно применяют для жестких роторов, в то время как для гибких роторов используют балансировку на высоких скоростях вращения. Однако в некоторых случаях допустима балансировка гибкого ротора только на низкой скорости вращения.

Большинство методов, описанных в настоящем разделе, требуют некоторой априорной информации о характере распределения дисбаланса вдоль оси ротора.

В случаях, когда значительный дисбаланс может быть сопоставлен с отдельным элементом ротора, целесообразно уравновесить этот элемент до его монтажа на ротор, после чего провести балансировку ротора в сборе.

Примечание — В состав ротора могут входить отдельные элементы, симметрично располагаемые относительно его оси (например, лопатки, соединительные болты, полюсы электромагнита). При этом данные элементы можно устанавливать на ротор таким образом, чтобы обеспечить частичную или полную коррекцию дисбаланса согласно любому из описанных методов. Если же такие элементы устанавливают на ротор после его балансировки, то они не должны нарушать достигнутой уравновешенности.

Некоторые роторы собирают из отдельных частей (например, соединяемых вместе дисков). В этом случае следует иметь в виду, что в результате сборки могут иметь место отклонения в форме ротора (например, биение вала). Кроме того, геометрия ротора может претерпеть изменения при его вращении на высокой скорости во время эксплуатации.

6.2 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.

6.3 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.

6.4 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.

6.5 Методы низкоскоростной балансировки

6.5.1 Процедура А — 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.

6.5.2 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.

6.5.3 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.

Примечания

1 Симметричность балансировочной оправки и устройств крепления элементов ротора относительно оси оправки также следует поддерживать в пределах допуска. Дисбаланс и несимметричность оправки могут быть компенсированы посредством процедуры индицирования, когда положение уравновешиваемой детали изменяют на 180° (см. ГОСТ ИСО 1940-2).

2 При раздельной балансировке элементов ротора и вала необходимо принять во внимание несимметричные приспособления, такие как шпонки (см. ГОСТ 31322), которые являются частью ротора в собранном состоянии, но не используются при поэлементной балансировке.

3 Целесообразно проводить расчет дисбаланса, обусловленного погрешностями сборки. При расчете влияния погрешностей оправки и вала важно иметь в виду, что при окончательной сборке эти погрешности могут суммироваться. Процедуры, рассматривающие данные погрешности, приведены в ГОСТ ИСО 1940-2.

6.5.4 Процедура D — Последующая балансировка при контроле начального дисбаланса

Ротор, собранный из уравновешенных элементов (после выполнения процедуры С), 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, например процедуры Е.

6.5.5 Процедура Е — Балансировка на этапах сборки

Предварительно уравновешивают 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 уравновешивают в процессе двухплоскостной балансировки, эту жесткую секцию можно устанавливать на ротор сразу как единое целое, после чего провести двухплоскостную балансировку.

6.5.6 Процедура F — 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 % межопорного расстояния от каждой опоры будет оптимальным для следующих роторов простой формы:

a) однопролетных роторов с опорами на концах;
b) роторов с равномерно распределенной массой без значительных консольных частей;
c) роторов с постоянной изгибной жесткостью вала вдоль всей длины;
d) роторов, чья рабочая скорость не изменяется скачками и далека от второй критической;
e) роторов с равномерным или линейным распределением дисбаланса.

Если данный метод балансировки не дает удовлетворительных результатов, можно применить метод уравновешивания 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.

7 Методы балансировки гибких роторов на высоких скоростях вращения

7.1 Общие положения

Обычно гибкие роторы уравновешивают на высоких скоростях вращения, однако в некоторых случаях возможно проведение низкоскоростной балансировки с применением соответствующих процедур (см. раздел 6).

7.2 Установка ротора для проведения процедуры балансировки

Для проведения балансировки ротор устанавливают на подшипниковые опоры. Иногда желательно выбирать эти опоры таким образом, чтобы их характеристики были близки к характеристикам опор ротора во время его эксплуатации, т. е. чтобы во время балансировки проявлялись те же моды колебаний, что и при работе ротора в реальных условиях применения. Это позволит избежать необходимости последующей балансировки ротора после его установки на месте эксплуатации.

Если ротор содержит консольную массу, которая при обычных условиях эксплуатации имеет опору, для ограничения его прогиба во время испытаний может быть использован опорный подшипник.

Если ротор содержит консольную массу, не имеющую опоры в обычных условиях эксплуатации, следует во время испытаний также оставить ее в безопорном состоянии. Тем не менее, опорный подшипник может потребоваться на ранней стадии балансировки для обеспечения безопасного вращения рото-

ра на эксплуатационной или повышенной скорости, когда элементы ротора занимают свои постоянные положения.

Устанавливаемые датчики должны обеспечивать измерение вибрации вала, подшипниковой опоры или сил в подшипнике. Измерительная система должна обеспечивать измерение составляющей сигнала на частоте вращения. Результаты этих измерений могут быть выражены через амплитуду и фазу или косинусную и синусную составляющие гармоники на частоте вращения, синхронизованной с определенным угловым положением ротора.

В некоторых случаях можно устанавливать в одной плоскости два датчика под углом 90° друг к другу для обеспечения разрешения поперечной вибрации или силы (далее — вибрация), обычно вертикальной и горизонтальной, когда это необходимо.

Датчик и система его крепления не должны иметь резонансов, способных существенным образом повлиять на результат измерения вибрации в пределах диапазона частот балансировки.

При обработке выходного сигнала датчика должны быть выделены составляющая вибрации, синхронная с движением ротора и обусловленная его дисбалансом, низкоскоростные биения и другие составляющие вибрации.

Привод ротора не должен влиять на его вибрацию и создавать дополнительный дисбаланс. Если дисбаланс, создаваемый приводом, известен, он должен быть компенсирован при измерении вибрации.

Примечание — Для оценки дисбаланса, вносимого приводом, можно использовать процедуру индицирования по ГОСТ ИСО 1940-2.

7.3 Процедура G — Балансировка на нескольких скоростях вращения

В настоящем подразделе установлены основы высокоскоростной балансировки в самом простом виде. Уравновешивания ротора достигают на основе анализа мод колебаний и последовательной балансировки на разных скоростях, выбираемых достаточно близкими к критическим скоростям ротора в пределах рабочего диапазона скоростей вращения. Кроме того, рекомендуется проводить балансировку также на максимально допустимой испытательной скорости. Суть метода состоит в последовательном устранении дисбаланса для каждой моды в пределах рабочего диапазона скоростей и в окончательной балансировке для устранения дисбалансов оставшихся (более высоких) мод на максимальной балансировочной скорости.

Обычно данный метод предполагает использование компьютерных программ, реализующих автоматизированные процедуры расчета, например на основе коэффициентов влияния. В наиболее простом варианте использование компьютера в системе балансировки позволяет облегчить оператору выполнение таких операций, как вычитание векторов (см. 7.3.2.5, 7.3.2.9 и 7.3.2.10).

Если коэффициенты влияния известны заранее и их значения введены в компьютер, это может избавить от необходимости проведения испытаний, связанных с установкой пробных масс. При благоприятных обстоятельствах измерения вибрации, являющейся откликом на дисбаланс, могут быть проведены на разных скоростях вращения за один пуск ротора, а не за несколько пусков для каждой скорости отдельно. Таким образом, расчет необходимых корректирующих масс может быть выполнен на основе данных, полученных при одном пуске.

Все результаты измерения вибрации, рассматриваемые в настоящем разделе, относятся к составляющей оборотной частоты.

7.3.1 Начальная балансировка на низкой скорости

До проведения высокоскоростной балансировки рекомендуется уравновесить ротор на низкой скорости вращения, когда не сказывается влияние модальных дисбалансов. В частности, это целесообразно, когда с повышением скорости вращения существенное воздействие дисбаланса на ротор будет иметь место только на первой критической скорости. Однако данный этап не является обязательным, и процедуру балансировки можно начать сразу с 7.3.2.

Примечание — Балансировка на низкой скорости может позволить избежать необходимости окончательной балансировки по оставшимся (более высоким) модам, описанной в 7.3.2.11.

7.3.2 Описание процедуры

В описываемой процедуре плоскости коррекции должны быть выбраны исходя из форм соответствующих мод колебаний (см. раздел 4).

7.3.2.1 Осуществляют пуск ротора на некоторой согласованной низкой скорости (или скоростях) вращения, чтобы устранить временный прогиб. Если используют датчики, позволяющие определять положение вала, следует выделить оставшиеся повторяющиеся низкочастотные биения, для того чтобы, при необходимости, вычесть их в векторной форме из результатов последующих измерений вибрации вала на всех скоростях балансировки.

7.3.2.2 Осуществляют пуск ротора на некоторой безопасной скорости вблизи первой критической скорости изгибных колебаний. Эта скорость будет называться первой балансировочной скоростью.

Записывают сигналы вибрации в установившемся режиме работы. Прежде чем приступить к обработке данных, важно убедиться в их повторяемости. Для этого может потребоваться проведение нескольких пусков.

7.3.2.3 Устанавливают на ротор набор пробных масс, которые должны быть выбраны и размещены вдоль оси ротора таким образом, чтобы вызвать значительные изменения вибрации на первой балансировочной скорости.

Если балансировку на низкой скорости вращения не проводили, набор пробных масс состоит обычно только из одной массы, которую для ротора, близкого к симметричному с центром симметрии в середине пролета, размещают вблизи середины пролета ротора.

Если предварительно была проведена балансировка на низкой скорости, пробные массы обычно размещают в трех различных плоскостях коррекции. В этом случае соотношение между массами выбирают таким образом, чтобы достигнутая уравновешенность на низкой скорости вращения (уравновешенность жесткого ротора) не была нарушена.

7.3.2.4 Осуществляют пуск ротора на той же скорости и в том же режиме, что указаны в 7.3.2.2, и записывают новые результаты измерений вибрации.

7.3.2.5 На основе изменений векторов, полученных в результате измерений по 7.3.2.2 и 7.3.2.4, определяют влияние набора пробных масс на первой балансировочной скорости, после чего рассчитывают значение и угловое положение корректирующих масс, позволяющих устранить влияние дисбаланса на первой балансировочной скорости. Устанавливают эти массы.

Примечания

1 В приложении G дан графический пример векторного вычитания, используемого при расчетах корректирующих масс.

2 В вышеописанной процедуре предполагалось, что влияние на результаты измерений дисбалансов других мод незначительно или устранено принятием соответствующих мер.

После выполнения указанной последовательности действий вибрация (или центробежные силы) ротора при его вращении на всех скоростях вплоть до первой критической и на самой первой критической скорости должна находиться в установленных пределах. Если это не выполняется, следует более точно определить и установить корректирующие массы или повторить процедуры 7.3.2.2—7.3.2.5 на другой балансировочной скорости, возможно более близкой к первой критической скорости изгибных колебаний.

7.3.2.6 Осуществляют пуск ротора на некоторой безопасной скорости вблизи второй критической скорости изгибных колебаний. Эта скорость будет считаться второй балансировочной скоростью. Проводят измерения вибрации на данной скорости в установившемся режиме вращения ротора.

7.3.2.7 Устанавливают на роторе набор пробных масс, значение и место размещения которых вдоль оси ротора должны быть выбраны таким образом, чтобы вызвать достаточные изменения вибрации на второй балансировочной скорости и не оказывать в то же время существенного влияния на первую моду изгибных колебаний и, если необходимо, уравновешенность ротора на низкой скорости вращения.

7.3.2.8 Осуществляют запуск ротора на той же скорости, что и в 7.3.2.6, и получают результаты новых измерений вибрации.

7.3.2.9 На основе изменений векторов, полученных в результате измерений по 7.3.2.6 и 7.3.2.8, определяют влияние набора пробных масс на второй балансировочной скорости для данного набора пробных масс. Используют эти расчеты для вычисления набора корректирующих масс, которые должны устранить влияние дисбаланса на второй балансировочной скорости. Устанавливают эти массы.

После этого вибрация на всех скоростях вращения ротора вплоть до второй критической скорости изгибных колебаний должна находиться в пределах допуска. Если этого не происходит, более точно определяют и устанавливают корректирующие массы или повторяют процедуры, описанные в 7.3.2.6—7.3.2.9, на балансировочной скорости, возможно более близкой ко второй критической скорости изгибных колебаний (см. примечания к 7.3.2.5).

7.3.2.10 Повторяют по очереди вышеперечисленные процедуры на балансировочных скоростях вблизи каждой критической скорости ротора в пределах допустимого диапазона частот вращения. Каждый новый набор пробных масс выбирают таким образом, чтобы он оказывал значительное влияние на соответствующую моду колебаний, но не оказывал влияния на уже достигнутую уравновешенность ротора на более низких скоростях вращения. Необходимое распределение пробных масс может быть получено на основе экспериментов или же в результате числовых расчетов с использованием математи-

ческой модели. Для каждого случая рассчитывают и устанавливают набор корректирующих масс. Каждый набор корректирующих масс должен компенсировать дисбаланс на соответствующей балансировочной скорости.

7.3.2.11 Если после установки корректирующих масс для всех балансировочных скоростей в пределах эксплуатационного диапазона скоростей будет наблюдаться повышенная вибрация, процедура, описанная в 7.3.2.9, должна быть повторена на балансировочной скорости, возможно более близкой к максимально допустимой испытательной скорости. В данном случае может оказаться невыполнимым выявить влияние оставшихся (более высоких) составляющих модального дисбаланса на вращение ротора вблизи соответствующих критических скоростей изгибных колебаний.

Примечания

1 Для роторов некоторых типов, например роторов турбин или генераторов, целесообразно проводить только предварительную балансировку вблизи критических скоростей, позволяющую разогнать ротор до его рабочей или максимальной скорости, на которой детали ротора займут свое постоянное положение. Может оказаться, что отдельные роторы безопасно проходят некоторые (или все) критические скорости вращения без проведения процедуры балансировки. В таких случаях число пусков, требуемых для определения коэффициентов влияния, может быть сокращено.

2 Следует отметить, что вышеописанный метод предполагает наличие линейной зависимости между векторами дисбаланса и вибрации. В отдельных случаях это условие может не выполняться, например, когда начальный дисбаланс очень велик, а ротор опирается на подшипники скольжения. В связи с этим могут потребоваться повторные определения коэффициентов влияния, когда вибрация или силы уменьшатся после предварительной балансировки.

3 Изложенная процедура высокоскоростной балансировки дана в упрощенном виде. В частности, предполагалось, что критические скорости вращения разнесены друг от друга достаточно широко, так что результаты измерений вибрации на балансировочных скоростях обусловлены, в основном, модой колебаний на соответствующей критической скорости. Если две критические скорости расположены близко друг к другу, это может потребовать использования более сложных процедур (описание которых выходит за рамки данного упрощенного анализа), позволяющих разделить составляющие вибрации, относящиеся к разным модам.

4 Для машин с осевой симметрией опор каждая мода (см. рисунок 1) будет распадаться на две моды, часто схожей формы, с резонансами, проявляющимися на разных скоростях. Уменьшение дисбаланса для одной моды часто будет вызывать уменьшение дисбаланса и для другой моды, при этом отпадает необходимость проводить балансировку для каждой такой моды по отдельности.

7.4 Процедура H — Балансировка на рабочей скорости

Некоторые гибкие роторы, до достижения рабочей скорости проходящие одну или несколько критических скоростей вращения, могут, в определенных условиях, быть уравновешены с использованием только одной балансировочной скорости (обычно это рабочая скорость машины). К таким роторам не относятся роторы, критическая скорость которых близка к рабочей, а также роторы, входящие в состав валопроводов. В общем случае роторы, уравновешиваемые только на рабочей скорости, должны удовлетворять, как минимум, одному из следующих условий:

a) разгон вплоть до эксплуатационной скорости и выбег происходят настолько быстро, что амплитуда вибрации на критических скоростях не успевает выйти за допустимые пределы;

b) система обладает достаточно высоким демпфированием, позволяющим удерживать вибрацию на критических скоростях в допустимых пределах;

c) опора ротора сконструирована так, чтобы избежать нежелательной вибрации;

d) высокий уровень вибрации на критических скоростях является приемлемым;

e) ротор основную часть времени вращается на рабочей скорости, так что иными нежелательными условиями его работы при разгоне/выбеге можно пренебречь.

Если для ротора выполнено условие c), особенно важно, чтобы жесткость опоры балансировочного станка была близка к жесткости опоры ротора в машине, где он должен быть установлен, для того чтобы при вращении на рабочей скорости проявлялись те же преобладающие моды вибрации.

Следует обратить внимание на размещение корректирующих масс вдоль оси ротора. Иногда достаточно двух плоскостей коррекции. При этом остаточный дисбаланс на низших модах будет минимальным, что позволит уменьшить вибрацию при прохождении частоты вращения ротора через критические скорости.

7.5 Процедура I — Балансировка на фиксированной скорости

7.5.1 Общие положения

В настоящем подразделе рассмотрены роторы, конструкция которых позволяет ограничиться балансировкой либо на низкой скорости, либо на высокой скорости вращения. Такие роторы содержат

один или несколько элементов, которые следует рассматривать либо как гибкие, либо как гибко закрепленные, так что дисбаланс системы может изменяться с изменением скорости.

Данные роторы могут быть подразделены на две категории:

a) роторы, дисбаланс которых изменяется со скоростью непрерывно, например вентиляторы с резиновыми лопастями;

b) роторы, дисбаланс которых изменяется до некоторой частоты вращения, а затем, при ее превышении, сохраняется постоянным, например роторы однофазных асинхронных электродвигателей с центробежным пусковым выключателем.

7.5.2 Описание процедуры

Иногда роторы данного типа могут быть уравновешены с помощью противовесов, обладающих аналогичными характеристиками. Если такое невозможно, необходимо воспользоваться следующими процедурами.

Роторы категории a) должны быть уравновешены на балансировочных станках на той скорости, для которой установлено требование к уравновешенности ротора.

Роторы категории b) должны быть уравновешены на скорости, превышающей ту, после которой прекращается изменение дисбаланса.

Примечание — Влияние гибких элементов можно свести до минимума при проектировании ротора, правильно рассчитав их размещение на роторе, но необходимо иметь в виду, что для роторов данного класса возможно достижение уравновешенности только на одной скорости или в ограниченном диапазоне скоростей.

8 Критерии оценки качества балансировки

8.1 Выбор критерия

Критерии оценки качества балансировки выражают либо через предельные значения вибрации, либо через допустимые значения остаточного дисбаланса.

В условиях производства оценку качества балансировки гибких роторов обычно осуществляют, устанавливая ротор на балансировочном станке или испытательном стенде на опоры, соответствующие условиям установки ротора при эксплуатации (см. 8.2.4), и измеряя оборотную составляющую вибрации подшипниковых опор или вала. Данный метод описан в 8.2.

Метод определения остаточного дисбаланса описан в 8.3. Для роторов, уравновешиваемых на низких скоростях вращения (процедуры A — F), данный метод может быть реализован без использования высокоскоростных балансировочных станков.

Иногда на основе экспериментальных данных можно установить критерии приемки роторов при балансировке на оборудовании, где условия работы ротора существенно отличаются от имеющихся при эксплуатации (по характеристикам опоры, влиянию присоединенных валов и пр.).

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 (см., например, [2]).

8.2 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), следует обращаться к 8.2.5.

8.2.1 Общие положения

Числовые значения, которые могут быть получены в соответствии с рекомендациями данного раздела, не предназначены для использования в качестве требований при приемке роторов, но их исполь-

зование позволяет достичь хороших результатов балансировки и при этом избежать предъявления чрезмерно завышенных требований. Тем не менее, в некоторых обоснованных случаях может оказаться необходимым отступление от данных рекомендаций.

8.2.2 Исключения

Машины специального применения могут иметь особенности конструкции, влияющие на ее вибрационные характеристики.

Одним из примеров этого являются авиационные двигатели и машины на их основе. Поскольку такие двигатели проектируют с учетом максимального облегчения массы, конструкция двигателя и его подшипниковые опоры являются значительно более гибкими, чем у обычных изделий промышленного машиностроения. Для исключения нежелательных эффектов, вытекающих из особенностей конструкции машины, принимают специальные меры, в частности проводят испытания, позволяющие обеспечить безопасные уровни вибрации при использовании машины в соответствии с ее назначением. На такие машины рекомендации настоящего раздела не распространяются.

8.2.3 Факторы, влияющие на вибрацию машин

Вибрация, причиной которой служит дисбаланс ротора, подвержена влиянию многих факторов, в число которых входят способ установки машины и возможные отклонения в ее техническом состоянии.

Требования к вибрации машины, установленные в технических условиях, распространяются обычно на вибрацию машины в широком диапазоне частот. Эта вибрация может быть результатом действия многочисленных источников на разных частотах, поэтому изготовителю следует определить допустимый уровень вибрации, создаваемой только дисбалансом ротора, таким образом, чтобы общий уровень вибрации машины оставался в пределах допуска.

8.2.4 Факторы, требующие специального рассмотрения

Следует обращать особое внимание на уровни вибрации и статическое смещение в точках минимальных зазоров, например в местах уплотнений, поскольку для них опасность повреждений наиболее высока. Необходимо учитывать, что в режиме эксплуатации формы мод, а, следовательно, и уровни вибрации в точках измерения, могут претерпеть изменения (см. 4.3).

Если роторы объединены в многоопорный валопровод с жесткими соединениями (как, например, в паротурбинных агрегатах), то следует учитывать распределение дисбаланса по всему валопроводу (см. приложение А).

8.2.5 Допустимые значения вибрации на балансировочном оборудовании

Возможны два способа определения допустимой вибрации при балансировке на балансировочном оборудовании:

a) допустимую вибрацию подшипниковой опоры рассчитывают исходя из значений допустимой вибрации опоры на месте эксплуатации;

b) 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

$$Y = XK_0K_1K_2, \qquad (1)$$

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.

8.3 Предельные значения остаточного дисбаланса

8.3.1 Общие положения

В настоящем подразделе даны рекомендации по определению допустимого остаточного дисбаланса на основе критериев, установленных ГОСТ 22061. Эти рекомендации основаны на опыте практической работы с роторами различных типов, и при их соблюдении можно ожидать удовлетворительной работы ротора в условиях эксплуатации. Тем не менее, в специальных случаях могут быть применены другие значения допустимого остаточного дисбаланса.

Для гибких роторов, уравновешиваемых на низкой скорости вращения, качество балансировки определяют по допустимому остаточному дисбалансу, отнесенному к установленным плоскостям коррекции. Для роторов, уравновешиваемых на высокой скорости вращения, определяют допустимые остаточные модальные дисбалансы.

8.3.2 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.

Кроме того, для роторов, уравновешиваемых в соответствии с процедурами С, D и Е (см. таблицу 2), каждый элемент должен быть уравновешен таким образом, чтобы удовлетворить предельным значениям по остаточному дисбалансу (определенным на основании опыта или по ГОСТ 22061) для данного элемента.

8.3.3 Предельные значения остаточного дисбаланса при балансировке на нескольких скоростях вращения

8.3.3.1 Первая мода изгибных колебаний

Для ротора, на который при любом распределении дисбаланса существенное влияние оказывает только первый модальный дисбаланс, значение остаточного дисбаланса не должно превышать следующих предельных значений, выраженных в процентах допустимого остаточного дисбаланса по ГОСТ 22061 для эквивалентных жестких роторов на максимальной рабочей скорости:

a) эквивалентный остаточный дисбаланс для первой моды не должен превышать 60 %;

b) если предварительно проведена балансировка на низкой скорости вращения, общий остаточный дисбаланс ротора как жесткого тела не должен превышать 100 %.

8.3.3.2 Первая и вторая моды изгибных колебаний

Для ротора, на который при произвольном распределении дисбаланса существенное влияние оказывают только первый и второй модальные дисбалансы, значение остаточного дисбаланса не должно превышать следующих предельных значений, выраженных в процентах допустимого остаточного дисбаланса по ГОСТ 22061 для эквивалентных жестких роторов на максимальной рабочей скорости:

a) эквивалентный остаточный дисбаланс для первой моды не должен превышать 60 %;

b) эквивалентный остаточный дисбаланс для второй моды не должен превышать 60 %;

c) 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 %.

Примечание — Расчет предельных значений иллюстрирует пример в приложении F.

8.3.3.3 Более двух мод изгибных колебаний

Для ротора, на который значительное влияние оказывают более двух модальных дисбалансов, привести общие рекомендации не представляется возможным.

Следующие примечания относятся ко всему подразделу 8.3.

Примечания

1 Метод экспериментального определения эквивалентных модальных остаточных дисбалансов описан в 9.2.2.

2 При значительном влиянии консольных масс приведенные выше процентные значения могут быть неприменимы.

3 Если при установке на месте эксплуатации рабочая скорость или диапазон рабочих скоростей окажется близким к первой или второй критической скорости, приведенные выше цифры могут потребовать корректировки.

4 При балансировке на балансировочном оборудовании соблюдение указанных пределов не обязательно будет сопровождаться сохранением в установленных пределах значений вибрации в диапазоне от 80 % до 120 % критической скорости. Такое превышение вибрации не обязательно должно сопровождаться принятием мер к более тщательной балансировке, поскольку, в частности, демпфирование на балансировочном оборудовании, как правило, меньше, чем на месте эксплуатации ротора.

5 Когда при балансировке на балансировочном оборудовании невозможно учесть все моды, возбуждаемые дисбалансом (например, из-за ограниченности числа плоскостей коррекции), необходимо решить, какие именно моды следует принимать во внимание.

9 Процедуры оценки уравновешенности ротора

Оценка уравновешенности ротора может быть получена на основе результатов измерений вибрации в определенных измерительных плоскостях или остаточных дисбалансов.

Примечание — При мелкосерийном производстве допускается применение упрощенных процедур оценки.

9.1 Оценка на основе предельных значений вибрации

9.1.1 Оценка вибрации на высокоскоростном балансировочном оборудовании

Устанавливают ротор на балансировочном оборудовании в соответствии с 7.2.

Осуществляют пуск ротора с малым значением ускорения, контролируя, чтобы никакие пики вибрации не были сглажены. Если выполнить измерения во всем диапазоне скоростей невозможно, следует оценить все значительные пики в диапазоне от 70 % первой критической скорости до максимальной скорости вращения ротора. То же самое, как альтернативный вариант, может быть сделано при выбеге ротора.

Поддерживают максимальную скорость вращения ротора в течение времени, когда все переходные процессы заканчиваются, после чего измеряют составляющую вибрации на оборотной частоте.

9.1.2 Оценка вибрации на испытательном стенде

Ротор, состояние уравновешенности которого окончательно оценивают на испытательном стенде, должен быть установлен в соответствии с 7.2. Специального рассмотрения требуют следующие случаи:

a) ротор собран как единый агрегат, управляемый собственным двигателем;

b) получение данных возможно только на максимальной частоте вращения ротора, например для ротора асинхронного электродвигателя;

c) установка датчиков на подшипники невозможна — в этом случае изготовитель и потребитель оговаривают точки измерения вибрации;

d) значение дисбаланса ротора может зависеть от нагрузки — в этом случае изготовитель и потребитель оговаривают диапазон нагрузок, при которых оценивают уравновешенность ротора.

9.1.3 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 (см. [2]). Если велика вероятность того, что при эксплуатации дисбаланс ротора может увеличиться, следует рассмотреть возможность устранения резонансов конструкции или повышения демпфирования системы, а также принятия других мер, обеспечивающих удовлетворительную работу ротора.

9.1.3.3 При вводе в эксплуатацию после установки машины на рабочем месте могут появиться причины, не позволяющие вывести ее на стационарный режим работы и, следовательно, оценить состояние уравновешенности ротора. В этом случае может потребоваться сочетание результатов балансировочных пусков с результатами испытаний других видов. Если предварительная работа установленной машины показывает, что результаты балансировки находятся под сомнением, необходимы специальные пуски для подтверждения состояния уравновешенности.

На многих установках, например тех, где для привода используют асинхронный электродвигатель, невозможно управлять ускорением разгона ротора, а установившееся состояние можно наблюдать только по достижении рабочей скорости. В этом случае изготовитель и потребитель согласовывают диапазон скоростей вращения ротора, в пределах которого оценивают качество балансировки.

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.

9.1.3.4 Оборудование для измерений вибрации должно удовлетворять требованиям 7.2. В тех случаях, когда машина снабжена встроенной системой контроля состояния, ее можно использовать в целях балансировки. Другим вариантом является измерение вибрации с помощью портативного балансировочного комплекта.

9.2 Оценка остаточного дисбаланса

9.2.1 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 (см. [3]) 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.

Прежде чем приступить к оценке дисбаланса ротора, его следует некоторое время вращать на соответствующей скорости для устранения возможных временных прогибов.

После этого ротор приводят во вращение на балансировочной скорости и измеряют значения и углы дисбалансов в каждой из плоскостей измерения.

Для роторов с контролируемым начальным дисбалансом следует помимо остаточного дисбаланса измерять также начальный дисбаланс, который имел место после сборки ротора. Для роторов, подвергаемых многоэтапной процедуре балансировки во время сборки, а также собираемых из предварительно уравновешиваемых частей (процедура Е), следует определять полученный остаточный дисбаланс после каждого этапа балансировки.

9.2.2 Оценка на нескольких скоростях вращения с учетом модального дисбаланса

Использование нескольких скоростей вращения позволяет оценить распределение дисбаланса и поведение ротора с учетом его гибкости.

Для оценки уравновешенности рассчитывают эквивалентные остаточные модальные дисбалансы для всех соответствующих мод. Эквивалентный модальный дисбаланс определяют как наименьший дисбаланс в некоторой плоскости, вызывающий тот же эффект, что и модальный дисбаланс (см. 3.9). Это означает, что расчет остаточного дисбаланса для каждой моды проводят для той плоскости, в которой сосредоточенный дисбаланс оказывает наибольшее влияние на данную моду. Предполагают, что размещение балансировочных плоскостей вдоль ротора выбрано с учетом максимального воздействия установленных в них масс на соответствующие моды.

Процедура оценки состоит в следующем:

a) Ротор устанавливают на высокоскоростной балансировочный станок или другое высокоскоростное испытательное оборудование.

b) Если необходимо выполнить балансировку на низкой скорости вращения, остаточный дисбаланс ротора, рассматриваемого как жесткое тело, может быть оценен либо методом коэффициентов влияния, либо непосредственно по показаниям устройства индикации балансировочного станка, отображающего значения дисбалансов в двух плоскостях.

c) Ротор приводят во вращение на некоторой безопасной скорости, близкой к первой критической скорости изгибных колебаний, после чего считывают значения вибрации на подшипниковых опорах.

d) На ротор устанавливают пробные массы. Вызываемый ими дисбаланс должен быть достаточно большим, чтобы оказать значительное влияние на колебания ротора, и сосредоточенным в той плоскости, где его воздействие на первую моду колебаний максимально. Снимают показания вибрации на подшипниковых опорах на той же скорости, что и в перечислении c).

e) На основе результатов, полученных в соответствии с перечислениями c) и d), проводят векторный расчет эквивалентного дисбаланса для первой моды. Этот расчет может быть сделан графически в соответствии с приложением G, если для создания дисбаланса использована единственная пробная масса. Значение эквивалентного модального дисбаланса для первой моды определяют как $TU\frac{AO}{AB}$, где

TU — значение пробного дисбаланса.

f) Удаляют пробные массы.

g) Ротор приводят во вращение на некоторой безопасной скорости, близкой ко второй критической скорости изгибных колебаний, при условии, что эта скорость ниже максимальной безопасной рабочей скорости. Считывают значение вибрации на подшипниковых опорах.

h) Устанавливают на ротор пробные массы. Их значение и место расположения должны быть выбраны таким образом, чтобы вызвать достаточное возбуждение второй моды колебаний. Снимают показания вибрации на подшипниковых опорах на той же скорости вращения, что и в перечислении g).

i) На основе результатов, полученных в соответствии с перечислениями g) и h), проводят векторный расчет эквивалентного второго модального дисбаланса. При этом используют ту же графическую процедуру, что и в перечислении e).

j) Удаляют пробные массы.

k) Продолжают выполнение вышеописанных действий до тех пор, пока не будут определены эквивалентные модальные дисбалансы для всех существенных мод.

Пример выполнения данной процедуры приведен в приложении D.

Примечания

1 При определении эквивалентных модальных дисбалансов для безопасного прохождения через низшие критические частоты вращения может оказаться целесообразным использование набора пробных масс.

2 Процедура построена в предположении, что вибрация на скорости, близкой к некоторой критической скорости вращения ротора, определяется, в основном, колебаниями по соответствующей моде и, следовательно, позволяет получить достаточно точное приближение эквивалентных остаточных модальных дисбалансов.

3 Иногда может оказаться невыполнимым осуществить пуск ротора на частотах вращения, близких к критическим для некоторых существенных мод. В этих случаях следует обратиться к другим методам разделения модальных составляющих.

4 Если ротор остается на балансировочном оборудовании после выполнения процедур балансировки в соответствии с разделом 7.3, существует возможность непосредственно использовать информацию, полученную во время балансировки, что исключает необходимость последующих испытательных пусков.

9.2.3 Оценка на рабочей скорости в двух заданных плоскостях

Если измерения проводят на рабочей скорости, необходимо правильно выбрать положение плоскостей коррекции.

Если состояние ротора оценивают на балансировочном оборудовании, имеющем собственные средства измерений, их следует использовать при проведении испытаний.

Если состояние ротора оценивают в других условиях или на аналогичном балансировочном оборудовании, то к аппаратуре и установке ротора применяют требования по 7.2.

Приложение А
(рекомендуемое)

Факторы, влияющие на оценку уравновешенности ротора по результатам измерений на месте эксплуатации

А.1 Введение

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.

А.2 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).

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 удается. 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.

А.4 Неустойчивость ротора на масляном клине

Различные формы неустойчивости (например, вследствие вихревых процессов в смазке) могут иметь 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.

Приложение В
(рекомендуемое)

Низкоскоростная балансировка роторов в трех оптимальных плоскостях

В.1 В данном приложении рассмотрена низкоскоростная балансировка роторов, имеющих одну центральную и две крайние плоскости коррекции, проводимая при выполнении следующих условий:

a) ротор имеет один пролет без значительных консольных масс;

b) равномерное или линейное распределение дисбаланса вдоль оси ротора;

c) равномерная изгибная жесткость ротора по всей длине;

d) симметричное расположение плоскостей коррекции на концах ротора относительно его середины;

e) 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 $\vec{U}_1$, $\vec{U}_2$, $\vec{U}_3$ в трех плоскостях коррекции относительно некоторой точки на роторе, должна быть равной сумме сил и моментов начальных дисбалансов $\vec{U}_L$ и $\vec{U}_R$ относительно этой же точки.

В.2 Ротор может быть полностью уравновешен вплоть до первой критической скорости, если выполнены следующие условия:

$$\vec{U}_1 = \vec{U}_L - 1/2H\,(\vec{U}_L + \vec{U}_R);$$

$$\vec{U}_2 = H(\vec{U}_L + \vec{U}_R);$$

$$\vec{U}_3 = \vec{U}_R - 1/2H\,(\vec{U}_L + \vec{U}_R),$$

где H определяет долю коррекции дисбаланса в центральной плоскости.

Все дисбалансы ($\bar{U}_L$, $\bar{U}_R$, $\bar{U}_1$, $\bar{U}_2$ и $\bar{U}_3$) рассматривают как векторные величины.

Зависимость H от z/l представлена на рисунке В.1, где z — расстояние от левого подшипника до ближайшей плоскости коррекции; l — расстояние между подшипниками (длина ротора).

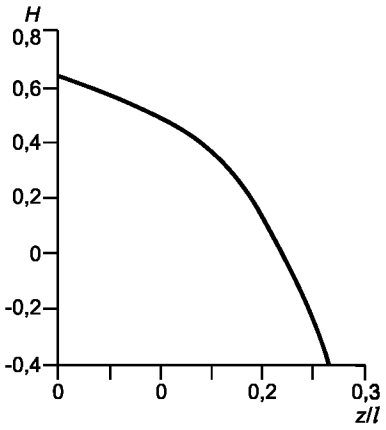


Рисунок В.1 — График для определения коэффициента H

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.

Приложение С
(рекомендуемое)

Коэффициенты преобразования

В таблице С.1 приведены примерные значения коэффициентов преобразования (см. 8.2.5) в соответствии с классификацией машин по ГОСТ ИСО 10816-1.

I — Составные части машин и двигателей, которые устанавливают при сборке машин для обеспечения нормальных условий работы.

II — Машины средних размеров, не имеющие специальных фундаментов, а также двигатели и машины (мощностью до 300 кВт), жестко устанавливаемые на специальных фундаментах.

III — Крупногабаритные приводные двигатели и крупногабаритные машины на жестких и тяжелых фундаментах, имеющих малую податливость в направлении измерения вибрации.

IV — Крупногабаритные приводные двигатели и машины на фундаментах, имеющих значительную податливость в направлении измерения вибрации.

Таблица С.1 — Примерные значения коэффициентов преобразования

Класс машины	Типичные представители	K_0 [1]	K_1 [2]		
			Абсолютная вибрация опор	Абсолютная вибрация вала	Относительная вибрация вала
I	Компрессоры наддува Электродвигатели мощностью до 15 кВт	1,0 1,0	0,6..1,6	1,6..5,0	1,0..3,0
II	Бумагоделательные машины Электрические машины среднего размера (от 15 до 75 кВт) Электрические машины мощностью до 300 кВт на специальных фундаментах	0,7...1,0 0,7...1,0 0,7...1,0			

Окончание таблицы С.1

Класс машины	Типичные представители	K_0 [1]	K_1 [2]		
			Абсолютная вибрация опор	Абсолютная вибрация вала	Относительная вибрация вала
II	Компрессоры Малые турбины	0,7...1,0 1,0	0,6..1,6	1,6..5,0	1,0..3,0
III	Крупные электродвигатели Насосы Двухполюсные генераторы Турбины и многополюсные генераторы	0,7...1,0 0,7...1,0 0,8...1,0 0,9...1,0			
IV	Газовые турбины (см. также 8.2.2) Двухполюсные генераторы Турбины и многополюсные генераторы	1,0 0,8...1,0 0,9...1,0			

[1] K_0 — отношение допустимой вибрации на частоте вращения к допустимой общей вибрации ($K_0 \le 1$).

[2] K_1 — отношение вибрации по частоте вращения на балансировочном оборудовании (вал и/или подшипниковая опора) к вибрации на частоте вращения машины на месте эксплуатации. (Если данный фактор не принимают во внимание, $K_1 = 1$.)

Примечание — В отношении K_1 под абсолютными измерениями понимают измерения на инерционной раме, а под относительными — измерения относительно некоторой конструкции, например корпуса подшипника. Детальное обсуждение этих вопросов — в ГОСТ ИСО 7919-1.

Приложение D
(справочное)

Вычисление эквивалентного остаточного модального дисбаланса

D.1 Расчет остаточного дисбаланса

Ниже приведен пример, в котором представлены основы вычисления остаточного дисбаланса в соответствии с 9.2.2. В качестве ротора выбран ротор турбины с четырьмя плоскостями коррекции (см. рисунок D.1). Кривая разгона ротора приведена на рисунке D.2. Расчеты по балансировке основаны на измерениях вибрации двух подшипников (датчики 1 и 2).

Рабочая скорость вращения ротора — 10125 мин$^{-1}$.

Масса ротора — 1625 кг.

Допустимый удельный дисбаланс для эквивалентного жесткого ротора класса 3 по ГОСТ 22061 (G2.5 по [1]) — 2,37 г · мм/кг.

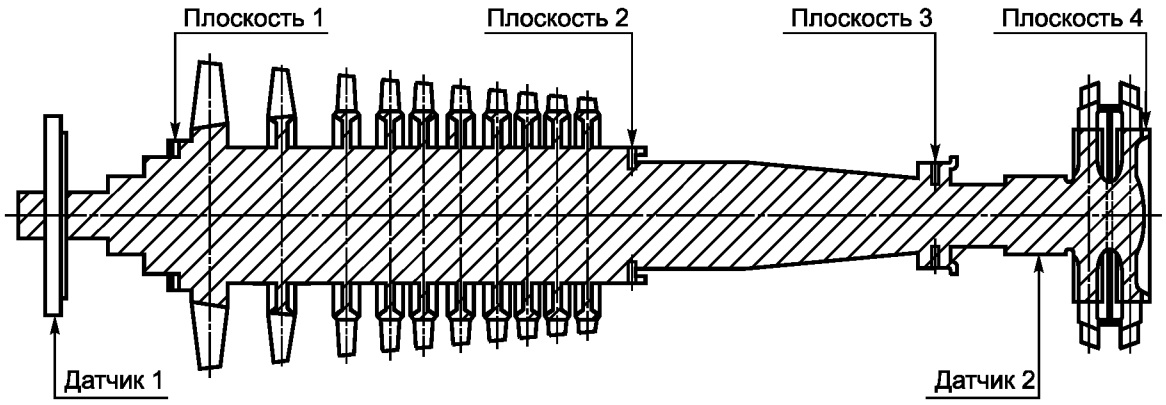


Рисунок D.1 — Ротор турбины

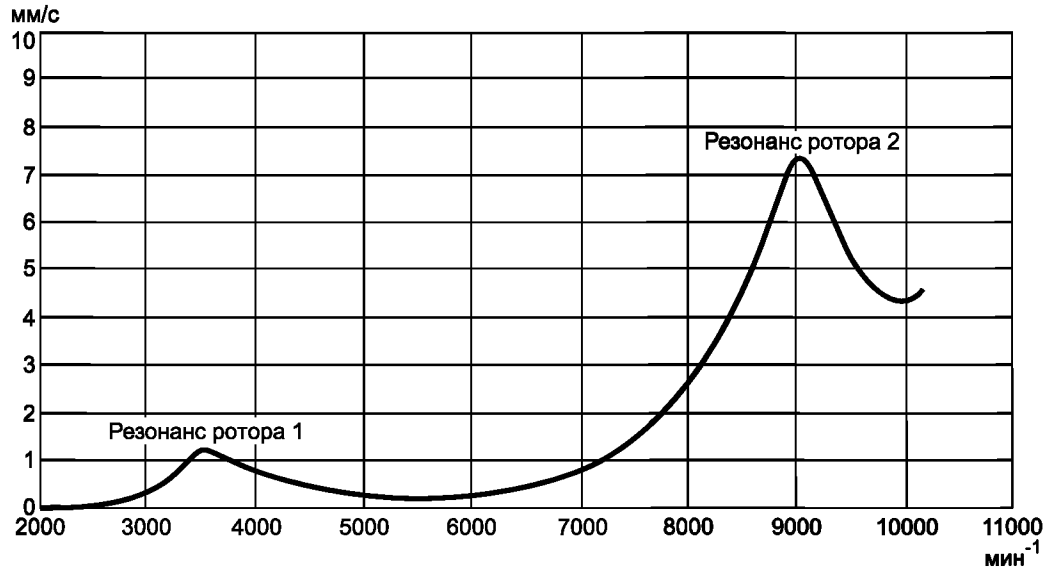


Рисунок D.2 — Кривая разгона ротора (до проведения балансировки)

Общий остаточный дисбаланс для эквивалентного жесткого ротора:

2,37 г · мм/кг × 1625 кг = 3850 г · мм.

Допустимый эквивалентный первый модальный дисбаланс (60 %) — 2311 г · мм.

Допустимый эквивалентный дисбаланс для второй моды (60 %) — 2311 г · мм.

Общий допустимый остаточный дисбаланс для жесткого ротора (низкоскоростная балансировка) — 3850 г · мм (по 1925 г · мм в каждой плоскости).

D.2 Коэффициенты влияния

Балансировочные скорости для данного ротора:

1000 мин$^{-1}$ (низкая скорость вращения);

3400 мин$^{-1}$ (вблизи первого резонанса ротора);

9000 мин$^{-1}$ (вблизи второго резонанса ротора).

По результатам пусков с пробными массами были получены значения коэффициентов влияния, приведенные в таблице D.1. Фазовый угол дан относительно некоторой системы координат, привязанной к ротору.

Таблица D.1 — Значения коэффициентов влияния для разных скоростей

Точки измерения	Коэффициент влияния [амплитуда, (мм/с)/(кг · мм) / фаза, ...°]				Скорость, мин$^{-1}$
	Плоскость 1	Плоскость 2	Плоскость 3	Плоскость 4	
1 (датчик 1) 2 (датчик 2)	*0,0594/3 *0,00216/35	0,0330/1 0,0227/14	*0,00912/333 *0,0334/11	0,00490/233 0,0425/9	1000
1 (датчик 1) 2 (датчик 2)	0,249/82 0,087/107	0,343/94 0,157/87	0,055/222 0,102/34	*0,360/265 *0,224/6	3400
1 (датчик 1) 2 (датчик 2)	1,99/146 1,92/353	*2,29/285 *1,99/134	1,56/293 1,16/109	2,07/176 0,595/281	9000

Коэффициенты влияния, используемые при вычислении остаточного дисбаланса, помечены звездочкой. Плоскости 1 и 3, ближе всего расположенные к подшипниковым опорам, используют при оценке на низкой скорости вращения. При расчетах на других скоростях используют плоскости, влияние которых на результаты измерения каждым датчиком наиболее велико.

D.3 Вибрация после проведения процедуры балансировки

Значения, приведенные в таблице D.2, получены во время пуска для проверки окончательного качества балансировки.

Таблица D.2 — Значение вибрации на балансировочных скоростях

Скорость, мин$^{-1}$	Вибрация (амплитуда, мм/с / фаза, ...°)	
	Датчик 1	Датчик 2
1000	0,01/237	0,022/147
3400	0,55/52	0,22/125
9000	2,35/305	1,44/139

D.4 Остаточный дисбаланс на балансировочных скоростях

Расчеты, результаты которых указаны в таблице D.3, проведены в соответствии с методом коэффициентов влияния для плоскостей коррекции 1 и 3 (ближайших к подшипникам) и датчиков 1 и 2.

Таблица D.3 — Остаточный дисбаланс на низкой скорости (1000 мин$^{-1}$)

Плоскость коррекции	Расчетное значение, г · мм	Допустимое значение, г · мм
Плоскость 1	246	1925
Плоскость 3	671	1925

На других балансировочных скоростях (см. таблицы D.4 и D.5 для скоростей 3400 и 9000 мин$^{-1}$, соответственно) остаточный дисбаланс получен делением амплитуды вибрации на модуль коэффициента влияния. Это означает, что при расчетах не принята во внимание информация о значениях фазового угла.

Таблица D.4 — Остаточный дисбаланс на скорости 3400 мин$^{-1}$

Датчик вибрации	Расчетное значение, г · мм	Допустимое значение, г · мм
Датчик 1	(0,55/0,36) 1000 = 1530	2311
Датчик 2	(0,22/0,224) 1000 = 982	2311

Таблица D.5 — Остаточный дисбаланс на скорости 9000 мин$^{-1}$

Датчик вибрации	Расчетное значение, г · мм	Допустимое значение, г · мм
Датчик 1	(2,35/2,29) 1000 = 1026	2311
Датчик 2	(1,44/1,99) 1000 = 723	2311

Приложение Е
(рекомендуемое)

Методика определения вида ротора: жесткий или гибкий

Е.1 Общие положения

В данном приложении описан способ, который можно использовать для определения того, является ротор жестким или гибким. Если установлено, что ротор жесткий, его балансировку можно выполнять на низких скоростях вращения. Гибкие роторы в общем случае следует подвергать высокоскоростной балансировке согласно разделу 7. Однако существуют роторы, которые, являясь гибкими по определению, допускают все же балансировку на низкой скорости в соответствии с процедурами раздела 6.

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.

Е.2 Определение вида ротора

Для определения вида ротора (гибкий или жесткий), а значит, метода балансировки, можно воспользоваться следующими рекомендациями.

Е.2.1 Получить у изготовителя или заказчика сведения о типе ротора и рекомендуемом методе балансировки (см. раздел 5).

Е.2.2 Если первая критическая скорость вращения превышает максимальную рабочую частоту по крайней мере на 50 %, ротор, как правило, можно считать жестким (с точки зрения балансировки).

Е.2.3 Кроме того, можно воспользоваться следующей процедурой испытаний.

Уравновешивают ротор на низких частотах вращения в двух плоскостях коррекции в соответствии с ГОСТ 22061.

Устанавливают ротор на балансировочном оборудовании, способном разогнать ротор по крайней мере до его рабочей скорости и имеющем характеристики жесткости и демпфирования подшипников и их опор такие же, что и на месте эксплуатации ротора. Постепенно доводят скорость вращения ротора до рабочей, следя за тем, чтобы вибрация все время оставалась в допустимых пределах. Получают зависимость вектора вибрации от частоты вращения при разгоне и последующем торможении.

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. Затем проводят испытания на гибкость в соответствии с Е.3.

Примечание — Стабилизация ротора происходит при его доводке до рабочей скорости вращения или выше вследствие «прирабатывания» его элементов под действием центробежных сил. Так, например, для роторов генератора и электродвигателей часто требуется выполнять разгоны и выбеги до тех пор, пока обмотка и система подвески не примут свое окончательное положение.

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.

Е.3 Испытания ротора на гибкость

Устанавливают пробную массу посередине ротора или в точке, где установка пробной массы может вызвать его повышенную вибрацию. Разгоняют ротор до рабочей частоты, следя за тем, чтобы вибрация все время оставалась в допустимых пределах. Если при разгоне вибрация превышает допустимую, значение пробной массы следует уменьшить и пуск повторить. Измеряют вектор вибрации в той же точке и на той же скорости, что при измерениях по Е.2.3. Определяют влияние пробной массы путем вычитания вектора вибрации из соответствующего вектора, полученного по Е.2.3. Вектор разности обозначают $\vec{A}$.

Останавливают ротор и снимают пробную массу. Устанавливают две другие пробные массы под теми же углами, что и первую, вблизи цапф ротора. Общая масса грузов должна быть выбрана таким образом, чтобы обеспечить тот же квазистатический дисбаланс в плоскости, где была установлена единичная масса, без внесения динамического дисбаланса. Снова разгоняют ротор до рабочей скорости, получают результаты новых измерений и определяют влияние двух масс на ротор путем векторного вычитания из вновь полученного значения того, что было получено в соответствии с Е.2.3. Обозначают вектор разности как $\vec{B}$.

Е.4 Оценка результатов испытаний на гибкость

Находят модуль вектора $(\vec{A} - \vec{B})$. Если после деления этой величины на модуль вектора $\vec{A}$ будет получено значение меньшее чем 0,2, ротор, как правило, можно считать жестким (с точки зрения балансировки). И наоборот, если это отношение будет равно 0,2 или более, ротор следует рассматривать как гибкий.

Если возможно математическое моделирование системы «ротор — опора», данные, необходимые для вычисления отношения по Е.4, получают аналитическим путем, избегая тем самым необходимости проводить испытания на гибкость. При этом особое внимание следует обратить на точное моделирование характеристик жесткости и демпфирования системы «ротор — опора».

Приложение F
(справочное)

Пример расчета допустимого эквивалентного модального дисбаланса

Ротор . . . . . Ротор турбокомпрессора
Класс балансировки. . . . . 3 (по ГОСТ 22061)
Рабочая скорость вращения . . . . . 15000 мин$^{-1}$
Масса ротора . . . . . 1000 кг
Выполняют низкочастотную балансировку в двух плоскостях коррекции, расположенных вблизи цапф ротора.
Общий остаточный дисбаланс для эквивалентного жесткого ротора в соответствии с ГОСТ 22061:

$$1,60 \text{ г} \cdot \text{мм/кг} \times 1000 \text{ кг} = 1600 \text{ г} \cdot \text{мм}.$$

Допустимый эквивалентный модальный дисбаланс, г · мм:
- для первой моды (60 %) 960;
- для второй моды (60 %) . . . . . 960.

Общий остаточный дисбаланс
для жесткого ротора . . . . . 1600 г · мм (800 г · мм в каждой плоскости).

Приложение G
(рекомендуемое)

Метод графического определения дисбаланса

Ниже предложен способ расчета корректирующего дисбаланса по результатам наблюдения воздействия набора пробных масс.

Вектор $\vec{OA}$, отложенный на рисунке G.1 под произвольным углом, представляет собой начальную вибрацию.

Вектор $\vec{OB}$ представляет собой вибрацию после установки пробных масс, измеренную при тех же условиях.

Тогда «влияние» набора пробных масс может быть представлено как вектор $\vec{AB}$.

Таким образом, для снижения до нуля исходной вибрации на рабочей частоте необходимо переместить (повернуть) каждую массу на угол BAO и изменить ее значение в отношении $\frac{AO}{AB}$.

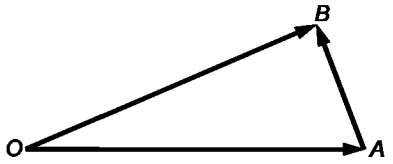


Рисунок G.1 — Векторный эффект установки пробных масс

Приложение Н
(справочное)

Сведения о соответствии ссылочных международных стандартов межгосударственным стандартам, использованным в настоящем стандарте в качестве нормативных ссылок

Таблица Н.1

Обозначение ссылочного межгосударственного стандарта	Обозначение и наименование ссылочного международного стандарта и условное обозначение степени его соответствия ссылочному межгосударственному стандарту
ГОСТ ИСО 1940-2—99	ИСО 1940-2:1997 «Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 2. Погрешности балансировки» (IDT)
ГОСТ ИСО 7919-1—2002	ИСО 7919-1:1996 «Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Часть 1. Общие требования» (IDT)
ГОСТ ИСО 10816-1—97	ИСО 10816-1:1995 «Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования» (IDT)
ГОСТ 19534—74	ИСО 1925:2001 «Вибрация. Балансировка. Словарь» (NEQ)
ГОСТ 22061—76	ИСО 1940-1:2003 «Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Требования к допустимому остаточному дисбалансу и проверка их выполнения» (NEQ)
ГОСТ 24346—80	ИСО 2041:1990 «Вибрация и удар. Словарь» (NEQ)
ГОСТ 31322—2006 (ИСО 8821:1989)	ИСО 8821:1989 «Вибрация. Балансировка. Соглашение об учете влияния шпонки при балансировке валов и насаживаемых деталей» (MOD)
Примечание — В настоящей таблице использованы следующие условные обозначения степени соответствия стандартов: - IDT — идентичные стандарты; - MOD — модифицированные стандарты; - NEQ — неэквивалентные стандарты.	

Приложение J
(справочное)

Изменение структуры настоящего стандарта по отношению к ИСО 11342:1998

Указанное в таблице J.1 изменение структуры настоящего межгосударственного стандарта относительно структуры примененного международного стандарта обусловлено необходимостью приведения в соответствие с требованиями ГОСТ 1.5—2001.

Таблица J.1

Структура международного стандарта ИСО 11342:1998		Структура настоящего стандарта	
Раздел	Подраздел	Раздел	Подраздел
H	H.1	3	3.1
	H.2		3.2
	H.3		3.3
	H.4		3.4
	H.5		3.5
	H.6		—
	H.7		3.6
	H.8		3.7
	H.9		3.8
	H.10		3.9
	H.11		3.10
	H.12		3.11
	H.13		3.12
	H.14		3.13
	H.15		3.14

Окончание таблицы J.1

Структура международного стандарта ИСО 11342:1998		Структура настоящего стандарта	
Раздел	Подраздел	Раздел	Подраздел
D	D.1	D	D.1
	D.2		D.2
	D.3		D.3
	D.4		D.4
	D.5		
	D.6		
Примечание — Структурные элементы настоящего стандарта и международного стандарта ИСО 11342:1998, не приведенные в данной таблице, идентичны.			

Библиография

[1] ИСО 1940-1:2003 Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого остаточного дисбаланса
(ISO 1940-1:2003) (Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state — Part 1: Specification and verification of balance tolerances)

[2] ИСО 10814:1996 Вибрация. Подверженность и чувствительность машин к изменению дисбаланса
(ISO 10814:1996) (Mechanical vibration — Susceptibility and sensitivity of machines to unbalance)

[3] ИСО 2953:1999 Вибрация. Станки балансировочные. Характеристики и методы их проверки
(ISO 2953:1999) (Mechanical vibration — Balancing machines — Description and evaluation)

УДК 534.1.08:006.354 МКС 21.120.40 Т59

Ключевые слова: вибрация, роторы, гибкие роторы, балансировка, методы

Редактор *Л.А. Афанасенко*
Технический редактор *В.Н. Прусакова*
Корректор *М.В.Бучная*
Компьютерная верстка *А.Н. Золотаревой*

Сдано в набор 24.03.2008. Подписано в печать 07.05.2008. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная. Гарнитура Ариал. Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,72. Уч.-изд. л. 3,40. Тираж 216 экз. Зак. 443.

ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ», 123995 Москва, Гранатный пер., 4.

gost.e-ecolog.ru gost.e-ecolog.ru

Набрано во ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ»
Отпечатано в филиале ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ» — тип. «Московский печатник», 105062 Москва, Лялин пер., 6.

gost.e-ecolog.ru