



ГОСТ ИСО 1940-1-2007 Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОВЕТ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И
СЕРТИФИКАЦИИ
(МГС)

INTERSTATE COUNCIL FOR STANDARDIZATION, METROLOGY AND
CERTIFICATION
(ISC)

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ
СТАНДАРТ

ГОСТ ИСО
1940-1-
2007

Вибрация

**ТРЕБОВАНИЯ К КАЧЕСТВУ БАЛАНСИРОВКИ
ЖЕСТКИХ РОТОРОВ**

Часть 1

Определение допустимого 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
(IDT)**

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 № 32 от 24 октября 2007 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
Азербайджан	AZ	Азстандарт
Армения	AM	Минторгэкономразвития
Беларусь	BY	Госстандарт Республики Беларусь
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
Украина	UA	Госпотребстандарт Украины

4 Настоящий стандарт идентичен международному стандарту ИСО 1940-1:2003 «Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого 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»).

Сведения о соответствии международных стандартов, на которые даны ссылки, межгосударственным стандартам, принятым в качестве идентичных и модифицированных межгосударственных стандартов, приведены в дополнительном приложении F.

Международный стандарт разработан ИСО/ТК 108 «Вибрация и удар». Перевод с английского языка (en). Официальные экземпляры международных стандартов, на основе которых подготовлен настоящий межгосударственный стандарт и на которые даны ссылки, имеются в Федеральном информационном фонде технических регламентов и стандартов.

Степень соответствия - идентичная (IDT)

5 Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 25 января 2008 г. № 6-ст межгосударственный стандарт ГОСТ ИСО 1940-1-2007 введен в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации с 1 июля 2008 г.

ВЗАМЕН ГОСТ 22061-76

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»

Содержание

1	Область применения
2	Нормативные ссылки
3	Термины и определения
4	Общие балансировки жестких роторов
5	Принцип подобия
6	Определение допустимых дисбалансов
7	Распределение допустимого остаточного дисбаланса по плоскостям задания допуска
8	Перенос значений допустимого дисбаланса в плоскости коррекции
9	Сборные роторы
10	Подтверждение результатов измерений остаточного дисбаланса
	Приложение А (справочное) Пример определения допустимого остаточного дисбаланса на основе классов точности балансировки G и его распределения по плоскостям задания допуска
	Приложение В (рекомендуемое) Определение допустимого остаточного дисбаланса из ограничений на силы в подшипниковых опорах
	Приложение С (справочное) Определение допустимого остаточного дисбаланса из ограничений на вибрацию
	Приложение D (рекомендуемое) Определение допустимого остаточного дисбаланса на основе опыта эксплуатации
	Приложение E (рекомендуемое) Правила пересчета допустимых остаточных дисбалансов из плоскостей задания допуска в плоскости коррекции
	Приложение F (справочное) Сведения о соответствии межгосударственных стандартов ссылочным международным стандартам

Введение

Современное балансировочное оборудование позволяет весьма значительно снизить дисбаланс ротора, однако с экономической точки зрения чрезмерное завышение требований к качеству балансировки невыгодно. Поэтому решение вопроса: до какой степени целесообразно снизить дисбаланс ротора, - должно быть найдено исходя из компромисса между техническими и экономическими требованиями.

Другой важной проблемой является подтверждение полученных значений остаточных дисбалансов с учетом погрешностей его оценки. В настоящем стандарте рассмотрены новые подходы к учету погрешностей оценки дисбаланса, согласованные с ИСО 1940-2.

ГОСТ ИСО 1940-1-2007

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

Вибрация

ТРЕБОВАНИЯ К КАЧЕСТВУ БАЛАНСИРОВКИ ЖЕСТКИХ РОТОРОВ

Часть 1

Определение допустимого дисбаланса

Vibration. Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state.
Part 1. Specification and verification of balance tolerances

Дата введения - 2008-07-01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает требования к жестким роторам и методы:

- определения допустимого дисбаланса;
- определения необходимого числа плоскостей коррекции;
- подтверждения полученных значений остаточного дисбаланса ротора.

Приведены рекомендации, относящиеся к классам точности балансировки жестких роторов для машин разных видов и разных частот вращения.

Настоящий стандарт может быть использован в договорных отношениях между изготовителями и заказчиками в части определения приемочных критериев при оценке остаточного дисбаланса.

Методы подтверждения приемлемости качества балансировки с учетом погрешностей, связанных с процедурой балансировки, рассмотрены в ИСО 1940-2.

Настоящий стандарт не распространяется на гибкие роторы. Требования к качеству балансировки гибких роторов установлены в ИСО 11342.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты:

ИСО 1000:1992 Единицы измерений СИ и рекомендации по применению кратных или дольных единиц, а также некоторых других единиц измерений

ИСО 1925:2001 Вибрация. Балансировка. Термины и определения

ИСО 1940-2:1997 Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 2. Погрешности определения дисбаланса

ИСО 2953:1999 Вибрация. Станки балансировочные. Характеристики и методы их проверки

ИСО 8821:1989 Вибрация. Балансировка. Соглашение об учете влияния шпонки при балансировке валов и насаживаемых деталей

ИСО 11342:1998 Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов

3 Термины и определения

В настоящем стандарте применены термины по ИСО 1925. Некоторые из этих терминов с соответствующими определениями приведены в настоящем разделе для удобства пользования.

3.1 балансировка: Процедура, состоящая из оценки распределения масс ротора и, при необходимости, их перераспределения таким образом, чтобы значения остаточного дисбаланса, вибрации или сил, воздействующих на опору на частоте вращения ротора, не выходили за пределы установленных допустимых значений.

3.2 неуравновешенность ротора: Состояние ротора, при котором результатом действия центробежных сил является силовое или кинематическое воздействие на его опоры.

3.3 начальный дисбаланс: Дисбаланс любого вида, имеющий место до проведения балансировки ротора.

3.4 остаточный дисбаланс: Дисбаланс любого вида, остающийся после балансировки ротора.

3.5 главный вектор дисбалансов \vec{U}_r^H : Векторная сумма всех дисбалансов, распределенных вдоль оси ротора.

Примечания

1 См. примечание 1 к 3.6.

2 Данная величина может быть представлена в виде

$$\vec{U}_r^p = \sum_{k=1}^K \vec{U}_k^p,$$

где \vec{U}_k^μ - векторы локальных дисбалансов ротора, $k = 1, \dots, K$.

3.6 **главный момент дисбалансов** \vec{P}_r^μ : Векторная сумма всех моментов дисбалансов, распределенных вдоль оси ротора, относительно плоскости главного вектора дисбалансов¹⁾.

¹⁾ Данное определение отличается от приведенного в ИСО 1925.

Примечания

1 Главный вектор дисбалансов вместе с главным моментом дисбалансов полностью характеризуют неуравновешенность жесткого ротора.

2 Главный вектор дисбалансов не привязан к какой-либо радиальной плоскости ротора, но значение и угол главного момента дисбалансов зависят от той точки вдоль оси ротора, к которой отнесен главный вектор дисбалансов.

3 Главный момент дисбалансов часто выражают в виде пары кососимметричных векторов дисбалансов - равных по значению, но противоположных по углу - в двух произвольных радиальных плоскостях ротора.

4 Данная величина может быть представлена в виде

$$\vec{P}_r^p = \sum_{k=1}^K \left(z_k^p - z_{\sigma_r}^p \right) \vec{U}_k^p,$$

где \vec{U}_k^μ - векторы локальных дисбалансов ротора;

$z_{\sigma_r}^\mu$ - вектор расстояния от плоскости главного вектора дисбалансов ротора до начала координат;

z_k^μ - вектор расстояния от плоскости локального дисбаланса \vec{U}_k^μ до начала координат.

3.7 **пара кососимметричных дисбалансов ротора**: Пара равных по значению, но противоположенных по углу дисбалансов в двух заданных плоскостях ротора на некотором расстоянии друг от друга, заменяющих главный момент дисбалансов.

3.8 **динамическая неуравновешенность**: Состояние ротора, при котором центральная ось вращения занимает произвольное положение относительно оси вала.

Примечания

1 В отдельных случаях центральная ось вращения может быть параллельна оси вала ротора или пересекать ее.

2 Количественной мерой динамической неуравновешенности может служить пара кососимметричных векторов дисбалансов в двух заданных плоскостях (перпендикулярных к оси вала ротора).

3.9 **значение дисбаланса:** Произведение неуравновешенной массы на расстояние от ее центра масс до оси вращения.

Примечание - Выражают в грамм-миллиметрах (г·мм).

3.10 **угол дисбаланса:** Угол, под которым видна неуравновешенная масса, в полярной системе координат в плоскости, перпендикулярной оси вала ротора.

3.11 **дисбаланс:** Вектор, модуль которого равен значению дисбаланса, а фазовый угол - углу дисбаланса.

3.12 **тип ротора:** Свойство ротора, определяемое по характеру изменения состояния уравновешенности с изменением частоты вращения, по видам дисбаланса, подлежащим коррекции, и по способности сохранять или изменять положение своих частей и их центров масс друг относительно друга в пределах диапазона частот вращения.

Примечания

1 Обычно состояние уравновешенности с изменением частоты вращения изменяется незначительно. В противоположность определению, данному в ИСО 1925, даже модальный дисбаланс с изменением частоты вращения остается постоянным. Только в особых случаях изменение частоты вращения сопровождается существенным изменением дисбаланса.

2 Для описания распределения массы ротора и возможного изменения этого распределения при изменении частоты вращения полезно рассматривать ротор как совокупность масс. Эти массы могут представлять собой части ротора или быть определены в результате его разбиения на конечные элементы.

3 На тип ротора влияют его конструкция, изготовление и сборка.

4 Отклик ротора на воздействие дисбаланса может изменяться с изменением частоты вращения и состояния опорных подшипников.

5 Диапазон частот вращения охватывает все частоты начиная с состояния покоя до максимальной рабочей частоты. Этот диапазон может быть взят с запасом, чтобы включить в себя более высокие частоты вращения, связанные с возможным изменением рабочих условий (температуры, давления, потока).

6 С точки зрения уравновешенности ротора достаточно рассматривать только изменения положений масс ротора, несимметричных относительно его оси вращения.

3.13 жесткий ротор: Тип ротора, при котором его дисбаланс не изменяется значительно с изменением частоты вращения, для описания неуравновешенности достаточно использовать только главный вектор и главный момент дисбалансов и положение всех масс сохраняется практически неизменным друг относительно друга во всем диапазоне частот вращения.

Примечание - Дисбаланс жесткого ротора может быть устранен установкой корректирующих масс в двух произвольно выбранных плоскостях коррекции.

4 Общие балансировки жестких роторов

4.1 Общие положения

Балансировка представляет собой процедуру, при которой оценивают распределение масс ротора и, при необходимости, изменяют его таким образом, чтобы остаточный дисбаланс или вибрация ротора или силы, действующие в подшипнике на частоте вращения ротора, находились в установленных пределах.

Дисбаланс ротора может быть обусловлен конструктивными особенностями, применяемым материалом, погрешностями изготовления или сборки. Каждый ротор, даже выпускаемый серийно, имеет собственное индивидуальное распределение дисбаланса вдоль своей длины.

4.2 Различные способы представления дисбаланса

Один и тот же дисбаланс жесткого ротора может быть представлен различными способами, как показано на рисунках 1 а) - 1 ф).

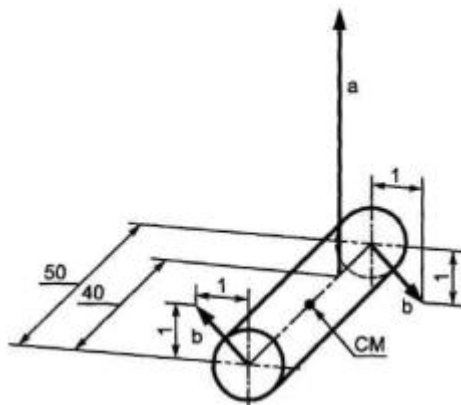
На рисунках 1 а) - 1 с) различные представления одного и того же дисбаланса показаны через главный вектор дисбалансов и пару кососимметричных дисбалансов, определяющих моментную неуравновешенность ротора, а на рисунках 1 d) - 1 f) - в виде динамических дисбалансов в двух плоскостях ротора.

Примечания

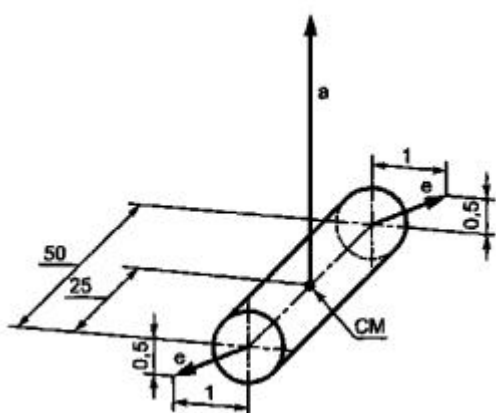
1 Главный вектор дисбалансов может быть отнесен (без изменения его модуля и фазового угла) к любой радиальной плоскости ротора, однако от положения главного вектора дисбалансов будет зависеть главный момент дисбалансов.

2 Под центром дисбаланса понимают точку на оси ротора, куда относят главный вектор дисбалансов, так чтобы главный момент дисбалансов достигал своего минимума.

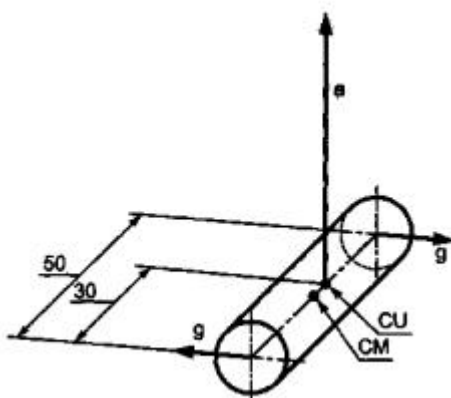
Размеры в миллиметрах



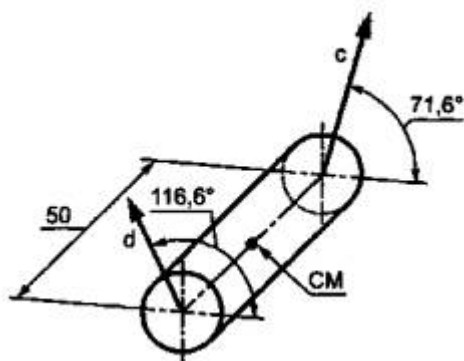
а) Главный вектор дисбалансов с парой кососимметричных дисбалансов в торцевых плоскостях ротора



б) Частный случай а): главный вектор дисбалансов, приложенный к центру масс (статический дисбаланс) с парой кососимметричных дисбалансов в торцевых плоскостях ротора



с) Частный случай а): главный вектор дисбалансов, приложенный к центру дисбаланса ротора, с минимальными (по модулю) кососимметричными дисбалансами в плоскости, перпендикулярной к направлению главного вектора дисбалансов

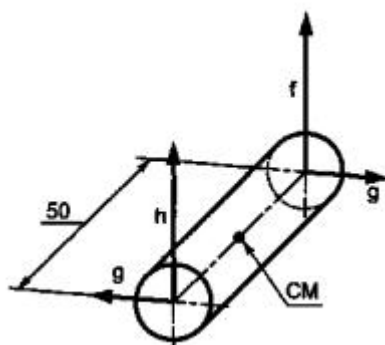


d) Векторы дисбалансов в торцовых плоскостях ротора

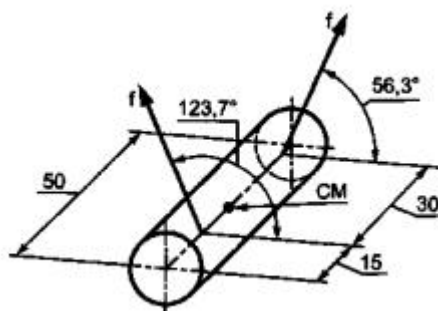
CM - центр масс; CU - центр дисбаланса

a) Модуль дисбаланса равен 5 г·мм	e) Модуль дисбаланса равен 1,12 г·мм
b) Модуль дисбаланса равен 1,41 г·мм	f) Модуль дисбаланса равен 3 г·мм
c) Модуль дисбаланса равен 3,16 г·мм	g) Модуль дисбаланса равен 1 г·мм
d) Модуль дисбаланса равен 2,24 г·мм	h) Модуль дисбаланса равен 2 г·мм

Рисунок 1 - Различные представления одного и того же дисбаланса ротора, лист 1



e) Разложение дисбалансов в торцовых плоскостях ротора на ортогональные составляющие



f) Векторы дисбалансов, приведенные к двум другим плоскостям ротора

CM - центр масс; CU - центр дисбаланса

^a Модуль дисбаланса равен 5 г·мм	^e Модуль дисбаланса равен 1,12 г·мм
^b Модуль дисбаланса равен 1,41 г·мм	^f Модуль дисбаланса равен 3 г·мм
^c Модуль дисбаланса равен 3,16 г·мм	^g Модуль дисбаланса равен 1 г·мм
^d Модуль дисбаланса равен 2,24 г·мм	^h Модуль дисбаланса равен 2 г·мм

Рисунок 1, лист 2

В случаях, когда для достижения уравновешенности ротора достаточно проведения статической балансировки (см. 4.5.2) или когда дисбаланс описывают через главный вектор дисбалансов и пару кососимметричных дисбалансов (см. 4.5.4), предпочтительно использовать представления 1 а) - 1 с). В случаях же, когда дисбаланс рассматривают как сосредоточенный в двух плоскостях ротора, предпочтительно использовать представления 1 d) - 1 f).

4.3 Последствия дисбаланса

Главный вектор дисбалансов и главный момент дисбалансов (или пара кососимметричных дисбалансов) по-разному влияют на силы, действующие в подшипниках ротора, и вибрацию машины. Поэтому их часто рассматривают отдельно. Даже в случае представления дисбаланса в виде динамического дисбаланса в двух плоскостях коррекции обращают внимание на то, что в большей степени сформировало данный динамический дисбаланс, - главный вектор дисбалансов или главный момент дисбалансов.

4.4 Плоскости задания допуска

Допустимые значения дисбаланса предпочтительно устанавливать в специальных плоскостях-плоскостях задания допуска. У любого жесткого ротора существуют две «идеальные» плоскости задания допуска, в которых достаточно установить допустимые значения дисбалансов вне зависимости от их угловых положений.

В большинстве случаев такие плоскости расположены вблизи подшипниковых опор. Кроме того, поскольку целью балансировки является, как правило, снижение вибрации и сил, передаваемых вовне на конструкцию машины через подшипники, в настоящем стандарте под плоскостями задания допуска *A* и *B* понимают плоскости соответствующих подшипниковых опор.

4.5 Плоскости коррекции

4.5.1 Общие положения

Ротор, значения дисбаланса которого выходят за пределы допустимых значений, нуждается в корректировке его масс. Часто эту операцию невозможно провести в плоскостях задания допуска, и ее приходится выполнять там, где есть возможность добавления, удаления или перемещения материала.

Число необходимых плоскостей коррекции зависит от значения и распределения начального дисбаланса, а также от конструкции ротора, которая определяет, в частности, области внесения корректирующих масс и положение плоскостей коррекции относительно плоскостей задания допуска.

4.5.2 Роторы, для балансировки которых достаточно одной плоскости коррекции

Для роторов некоторых видов выходить за пределы допустимых значений может только значение главного вектора дисбалансов, в то время как главный момент дисбалансов всегда находится в установленных пределах. Типичным примером служат роторы в форме диска при условии выполнения следующих требований:

- расстояние между подшипниками ротора достаточно велико;
- диск вращается с незначительными осевыми биениями;
- плоскость коррекции выбрана так, что при внесении в нее корректирующих масс не происходит значительного увеличения главного момента дисбалансов.

Выполнение вышеперечисленных требований следует проверять в каждом случае отдельно. Для этого рекомендуется провести статическую балансировку для значительного числа роторов, в процессе которой определить максимальный главный момент дисбалансов, после деления которого на расстояние между подшипниковыми опорами получить значения пары кососимметричных дисбалансов в плоскостях опор. Если даже в этом наихудшем случае полученные значения кососимметричных дисбалансов будут признаны допустимыми, можно принять решение о проведении для данного ротора только статической балансировки.

Хотя при статической балансировке ротор можно не приводить во вращение, тем не менее, это обычно выполняют в целях повышения точности. В процессе балансировки определяют главный вектор дисбалансов и приводят его значение к допустимому.

4.5.3 Роторы, для балансировки которых необходимы две плоскости коррекции

Если ротор жесткого типа не имеет форму диска или для него не выполнены условия, перечисленные в 4.5.2, помимо главного вектора дисбалансов в процессе балансировки следует устранять также главный момент дисбалансов. В большинстве случаев эти два вида дисбаланса представляют как пару дисбалансов, отнесенных к двум плоскостям ротора [см. рисунок 1 d)].

В случае динамической балансировки ротор необходимо приводить во вращение.

4.5.4 Ротор с тремя и более плоскостями коррекции

Хотя теоретически для любого жесткого ротора дисбаланс можно устранить балансировкой в двух плоскостях коррекции, иногда используют большее число плоскостей, например в случаях, когда:

главный вектор дисбалансов и главный момент дисбалансов устраняют по отдельности (т.е. главный вектор дисбалансов устраняют в плоскости иной, чем используемые для коррекции кососимметричных дисбалансов);

корректирующие массы вносят (удаляют) по всей длине ротора.

Примечание - В особых случаях распределение корректирующих масс по длине ротора проводят, если имеются какие-либо ограничения на их распределение в плоскостях коррекции (например, балансировка коленчатых валов путем высверливания отверстий в противовесах), или с целью сохранить прочностные свойства материала ротора.

4.6 Допустимый остаточный дисбаланс

В простейшем случае межопорного ротора малой длины, кососимметричными дисбалансами которого допускается пренебречь, состояние неуравновешенности может быть описано через одну векторную величину-дисбаланс \vec{U} .

Для удовлетворительной работы ротора значение этого дисбаланса (остаточного дисбаланса U_{res}) не должно превышать некоторого допустимого значения U_{per} :

$$U_{res} \leq U_{per}. \quad (1)$$

Обобщая, то же самое можно отнести к ротору любого типа.

Примечание - В международной системе единиц СИ (далее - система единиц СИ) величину U_{per} измеряют в килограмм-метрах (кг·м), однако в целях балансировки более практично использовать единицу измерений грамм-миллиметр (г·мм).

U_{per} определяют как общее допустимое значение в плоскости центра масс ротора. В случае динамической балансировки это допустимое значение следует разнести по двум плоскостям задания допуска (см. раздел 7).

5 Принцип подобия

5.1 Общие положения

Принцип подобия позволяет оценить и рассчитать влияние массы ротора и его рабочей частоты вращения на значение допустимого остаточного дисбаланса.

5.2 Допустимый остаточный дисбаланс и масса ротора

В общем случае для ротора любого типа допустимый остаточный дисбаланс U_{per} пропорционален массе ротора m :

$$U_{per} \sim m. \quad (2)$$

Отношение допустимого остаточного дисбаланса к массе ротора представляет собой допустимый остаточный удельный дисбаланс e_{per} :

$$e_{per} = U_{per} / m. \quad (3)$$

Примечания

1 В системе единиц СИ величину U_{per} / m измеряют в килограмм-метрах на килограмм (кг·м/кг), однако в практических целях часто используют единицу измерений грамм-миллиметр на килограмм (г·мм/кг) или микрометр (мкм).

2 В системе единиц СИ величину e_{per} измеряют в килограмм-метрах на килограмм (кг·м/кг) или метрах (м). Однако более практичной единицей является микрометр (мкм), поскольку в большинстве случаев допустимый остаточный удельный дисбаланс находится

в пределах от 0,1 до 10 мкм. Величину e_{per} применяют обычно, если хотят сопоставить допустимый дисбаланс с геометрическими допусками (биения ротора, зазор вала).

3 Если для ротора (например, диска, насаженного перпендикулярно к оси вала) существенным является только главный вектор дисбалансов, то e_{per} представляет собой расстояние от центра масс ротора до оси вала. Для ротора общего вида e_{per} не имеет ясного физического смысла и отражает влияние как главного вектора дисбалансов, так и главного момента дисбалансов.

4 Существуют ограничения на достижимые значения остаточного удельного дисбаланса e_{per} , связанные с условиями проведения балансировки, например центровкой вала, характеристиками подшипников и привода.

5 На практике малые значения e_{per} удается получить только при высокой точности изготовления цапф вала (крутости, прямолинейности). В некоторых случаях необходимо уравнивать ротор в своих собственных подшипниках с использованием ременного, воздушного приводов или передачи, применяемой на месте установки. Другим способом является балансировка ротора в сборе в своем корпусе с собственными подшипниками и приводом в нормальных условиях эксплуатации при нормальном температурном режиме.

5.3 Допустимый удельный дисбаланс и рабочая частота вращения

Опыт показывает, что, как правило, для роторов одного вида допустимый остаточный удельный дисбаланс e_{per} изменяется обратно пропорционально рабочей частоте вращения ротора n :

$$e_{per} \sim 1 / n. \quad (4)$$

Та же зависимость, выраженная через угловую скорость вращения ротора Ω на максимальной рабочей частоте вращения, принимает вид

$$e_{per} \Omega = \text{const}. \quad (5)$$

Это соотношение следует также из общего соображения, что для геометрически подобных роторов с равными тангенциальными скоростями движения их поверхности возникающие в роторах напряжения и удельные нагрузки на подшипник (вследствие центробежных сил) будут одинаковы. На этом соотношении основаны классы точности балансировки (см. 6.2, таблицу 1 и рисунок 2).

Примечание - Если максимальная проектная частота вращения ротора существенно превышает его рабочую частоту вращения (например, ротор двигателя переменного тока, изначально рассчитанный на частоту вращения 3000 мин⁻¹, используют в сборе со статором, допускающим вращение с частотой 1000 мин⁻¹), то применение принципа подобия может привести к чрезмерно большим ограничениям на e_{per} . В этом случае могут быть допустимы более высокие значения e_{per} (для приведенного примера это значение может быть увеличено в отношении 3000/1000).

6 Определение допустимых дисбалансов

6.1 Общие положения

Значения допустимого дисбаланса могут быть установлены пятью различными способами (см. 6.2- 6.5). Эти способы основаны:

- на классах точности балансировки, установленных по многолетнему опыту работы с роторами различных видов (см. 6.2);
- на экспериментальных оценках (см. 6.3);
- на требовании ограничения сил, действующих на подшипники вследствие дисбаланса (см. 6.4.1);
- на требовании ограничения вибрации, вызываемой дисбалансом (см. 6.4.2);
- на собственном опыте организации.

Выбор конкретного способа является предметом соглашения между изготовителем и заказчиком.

6.2 Классы точности балансировки G

6.2.1 Классификация

На основе мирового опыта с учетом правила подобия (см. раздел 5) были установлены классы точности балансировки G, которые определяют требования к качеству балансировки для машин типичных видов (см. таблицу 1).

Классы точности балансировки G построены на основе значения произведения $e_{per} \Omega$, выраженного в миллиметрах в секунду (мм/с). Если, например, это значение составляет 6,3 мм/с, класс точности балансировки обозначают G 6,3.

Границы классов точности балансировки образуют геометрическую прогрессию со знаменателем 2,5. В некоторых случаях допускается более детальная классификация, особенно когда требуется проведение балансировки высокой точности, но в любом случае знаменатель геометрической прогрессии, используемый для такой классификации, не должен быть менее чем 1,6.

На рисунке 2 изображен график зависимости e_{per} от максимальной рабочей частоты вращения ротора.

Примечание - На основе анализа экспериментальных данных на рисунке 2 выделена область параметров, наиболее часто используемая на практике.

6.2.2 Машины специальной конструкции

Построенные классы точности основаны на результатах измерений, полученных для машин типичных конструкций, у которых масса ротора составляет определенную долю общей массы машины. Для машин специальной конструкции определение класса точности может быть иным.

Пример - *Электродвигатели с высотой оси вала менее 80 мм относят к классу G 6,3, на основе чего рассчитывают соответствующий допустимый дисбаланс (см. 6.2.3). Полученные значения допустимых дисбалансов применимы в случаях, когда масса*

ротора составляет некоторую типичную долю массы машины, например 30 %. Для легких роторов эта доля может падать до 10%. Как следствие, значение допустимого дисбаланса может быть увеличено в три раза. И наоборот, доля массы ротора в общей массе машины может быть чрезмерно высока - до 90% (например, у двигателей с вынесенным ротором). В этом случае может потребоваться уменьшение допустимого остаточного дисбаланса в три раза.

6.2.3 Допустимый остаточный дисбаланс

На основе выбранного класса точности балансировки G допустимый остаточный дисбаланс U_{per} , г·мм, может быть получен по формуле

$$U_{per} = 1000 \frac{(e_{per} \Omega)^m}{\Omega} \quad (6)$$

где $(e_{per} \Omega)$ - показатель класса точности балансировки, мм/с;

m - масса ротора, кг;

Ω - угловая скорость вращения ротора, рад/с (это значение может быть получено из рабочей частоты вращения ротора n , мин⁻¹, по формуле $\Omega \approx n / 10$).

Другим способом определения допустимого остаточного дисбаланса является использование рисунка 2 для нахождения значения e_{per} после чего U_{per} , г·мм, находят по формуле

$$U_{per} = e_{per} m. \quad (7)$$

Примечание - Следует обратить внимание на то, что допустимый остаточный дисбаланс U_{per} , показатель класса точности балансировки $(e_{per} \Omega)$ и допустимый остаточный удельный дисбаланс e_{per} входят в формулы с соответствующими единицами измерений. Пример расчета допустимого дисбаланса приведен в приложении А.

Таблица 1 - Рекомендуемые классы точности балансировки для жестких роторов

Виды машин (роторов)	Класс точности балансировки	Значение e_{per} Ω мм/с
----------------------	-----------------------------	----------------------------------