

# ASTM D5992-96

(повторно утверждён в 2011)

Руководство по проведению динамических испытаний резины и резиноподобных материалов при использовании вибрационных методов

# ЗАРЕГИСТРИРОВАНО Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии ФГУП "СТАНДАРТИНФОРМ"

Номер регистрации: **7276/ASTM** Дата регистрации: **29.11.2013** 

Взамен:D5992-96 (2006)Утвержден:в мае 2011Вступил в действие:в июле 2011Название:Standard guide for dynamic testing of vulcanized rubber and<br/>rubber-like materials using vibratory methodsИсточник:ASTM Standards on Disk, 2012, v.09.01

Язык оригинала:	английский		
Количество страниц:	51		
Переводчик:	Т.Г. Человечкова		
Дата:	11.09. 2012		

# АSTM D5992-96 (2011) Руководство по проведению динамических испытаний резины и резиноподобных материалов при использовании вибрационных методов<sup>1</sup>

Настоящий стандарт издаётся под постоянным номером D5992. Число, следующее за номером, указывает год первоначального принятия или, если стандарт пересматривался, год последнего пересмотра. Число в скобках обозначает год последнего утверждения. Наличие буквы є свидетельствует о редакционном изменении со времени последнего пересмотра или утверждения

## 1 Область применения

1.1 Настоящее руководство распространяется на динамические испытания резины и резиноподобных материалов и изделий (далее обе разновидности материалов именуются «резиновыми» или «высокоэластичными»). В нём представлено описание всех аспектов, начиная с описания терминов, основных математических формул и обозначений и включая измерения жёсткости и демпфирования. Кроме того, в руководстве рассмотрено использование геометрии образца и метода многократного изгиба с описанием измерения динамического модуля упругости.

1.2 В данном стандарте дана характеристика разным методам создания колебаний, используемым для определения динамических свойств. Они представлены не как обязательные методы, а как используемые по усмотрению пользователя. Методы включают создание свободных резонансных колебаний, а также вынужденных резонансных и нерезонансных колебаний. В последних двух случаях предполагается, что входной сигнал имеет синусоидальную форму.

1.3 Хотя методы предназначены, главным образом, для измерения модуля, который является свойством материала, они во многих случаях применимы для определения свойств готовых изделий.

1.4 Описанные методы применимы, в основном, в диапазоне температур от  $-70^{\circ}$ C до  $+200^{\circ}$ C и для частот 0,01-100 герц. Не все приборы и методы приспособлены для указанных диапазонов.

1.5 Методы предназначены для определения динамического модуля упругости материалов с диапазоном комплексного модуля 100-100000 КПа и углом демпфирования 0<sup>0</sup>-90<sup>0</sup>. Не все приборы и методы приспособлены для указанных диапазонов.

1.6 Описаны методы испытания при сдвиге и кручении. Для упрощения общего описания использована терминология метода испытания при сдвиге. Описание применимо равным образом и к испытаниям при кручении, но термины «сила» и «смещение» при этом заменяют терминами «крутящий момент» и «угловое смещение»

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup>Данный стандарт находится в ведении комитета D11 по резине Американского общества по испытаниям и материалам (ASTM) и в непосредственном ведении подкомитета D11.14 по физическим свойствам, зависящим от времени и температуры.

Настоящее издание утверждено в мае 2011 года. Опубликовано в июле 2011. Первоначально стандарт был утверждён в 1996 году. Последнее предыдущее издание было опубликовано в 2006 году под номером D5992-96 (2006)<sup>с1</sup>. Буквенноцифровой идентификатор стандарта (DOI): 10.1520/D5992-96R11.



1.7 Руководство разделено на Разделы, некоторые из которых включают:

Терминология и условные обозначения	Раздел 3
Факторы, влияющие на динамические измерения	Раздел 7
Методы испытания и образцы	Раздел 8
Нерезонансные методы анализа и их влияние на результаты	Раздел 9
Протокол испытания	Раздел 10
Влияние механических устройств и контрольно-	Приложение А1
измерительного оборудования на динамические измерения	
Информация по дополнительным литературным источникам и	Приложение Х1
стандартам	
Образцы для испытания на двойной сдвиг - Уравнения и	Приложение X2
описание образцов	
Образцы для испытания на кручение - Уравнения и описание	Приложение Х3
образцов.	
Образцы для испытания на сжатие/растяжение - Уравнения и	Приложение Х4
описание образцов	
Свободное резонансное колебание - Уравнения для	Приложение Х5
логарифмического декремента и жёсткости	
Определение коэффициента потерь и упругого сопротивления	Приложение Х6
1 11	

деформации по кривой коэффициента передачи

1.8 Стандартными следует считать значения, выраженные в единицах системы СИ. Значения в скобках приведены только для информации.

1.9 Настоящий стандарт не имеет цели рассмотрения всех вопросов безопасности, связанных с его применением, если таковые имеются. Пользователь настоящего стандарта до его применения должен установить надлежащие меры по обеспечению безопасности и охраны труда, а также определить применимость нормативных ограничений.

## 2 Нормативные ссылки

#### **2.1** Стандарты **АSTM**<sup>2</sup>

D945 Методы определения свойств резины при сжатии и сдвиге (вибраторный осциллограф).

D1566 Терминология в области резины.

#### **2.2** Стандарт ISO<sup>3</sup>

ISO 2856 Эластомеры – общие требования к динамическим испытаниям.

#### **2.3** Стандарт DIN<sup>4</sup>

DIN 53 513 Определение вязкоупругих свойств эластомеров в условиях воздействия вынужденного колебания при нерезонансных частотах.

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup>Стандарты ASTM, на которые сделана ссылка, можно запросить на Web-сайте ASTM (<u>www.astm.org</u>) или через службу оказания услуг потребителям (<u>service@astm.org</u>). Номера томов Ежегодника стандартов ASTM указаны на странице кратких данных по этим стандартам на Web-сайте ASTM.

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Стандарт можно получить, обратившись в Американский национальный институт стандартов (ANSI): 25 W. 43rd St., 4<sup>th</sup> Floor, New York, NY 10036; http://www.ansi.org.

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Стандарт можно получить, обратившись в компанию Beuth Verlag GmbH (Немецкий институт стандартов (DIN)): Burggrafenstrasse 6, 10787, Berlin, Germany; http://www.en.din.de.



# 3 Терминология

#### 3.1 Определения

Термины, имеющие отношение к данному стандарту, представлены в виде взаимосвязанных групп, а не в алфавитном порядке. Описание терминов дано также в стандарте D1566.

3.1.1 *delta*, δ.

В области определения свойств резины это обозначение принято для фазового угла, на который динамическая сила опережает динамическую деформацию (прогиб). Математически истинным может быть только тогда, когда два динамических колебания представляют собой волны синусоидальной формы (синоним – *угол потерь*).

3.1.2 tandel, tan  $\delta$ 

Математический тангенс фазового угла *delta (б)*, представляющий собой числовое значение. Часто пишется раздельно (*tan del*) или при использовании «delta» (tandelta, tan delta). Синоним – коэффициент потерь.

3.1.3 Фазовый угол

Угол, выраженный в радианах или градусах, на который одна синусоидальная волна опережает другую синусоидальную волну.

3.1.4 *Угол потерь* - синоним для *delta* (*б*).

3.1.5 Коэффициент потерь - синоним для tandel (tan  $\delta$ ) ( $\eta$ ).

3.1.6 Демпфирование

Свойство материала или системы, подвергаемой деформации, которое приводит к преобразованию механической энергии в тепло. В резине это свойство обусловлено гистерезисом. В системах некоторых других типов такое свойство вызвано трением или вязкоупругими свойствами.

3.1.7 Гистерезис

Явление, происходящее внутри резины, подвергаемой деформации, которое приводит к преобразованию механической энергии в тепло и которое в области пластичного состояния (в отличие от области стекловидного состояния или переходной области) создаёт силы, в основном, не зависящие от частоты. См. описание терминов «гистерезисный» и «вязкий».

3.1.8 *Гистерезисные потери* – количество механической энергии на цикл, преобразованной в тепло под действием деформации. С математической точки зрения это область внутри гистерезисной петли в единицах произведения силы на длину.

3.1.9 Петля гистерезиса

Фигура Лиссажу или замкнутая кривая, полученная путем построения графика зависимости динамической деформации (прогиба) от динамической силы для полного цикла.

3.1.10 Гистерезисное

Определение, используемое для описания демпфирования. Характеризует тип демпфирования, при котором сила демпфирования пропорциональна амплитуде колебания поперёк демпфирующего элемента.

3.1.11 Вязкое

Определение, используемое для описания демпфирования. Характеризует тип демпфирования, при котором сила демпфирования пропорциональна скорости колебания поперёк демпфирующего элемента. Название произошло от масляного демпфера.

#### 3.1.12 Эквивалентное вязкое демпфирование

Частное от деления F''(1) на скорость прилагаемой деформации (прогиба) при заданной частоте.

$$C = F''(1)/\omega X^*(1)$$
 (1)

# ASTM D5992-96 (2011)

3.1.12.1 *Пояснение* - Эквивалентное вязкое демпфирование имеет значение в случае уравнений, связанных с колебанием, и эквивалентно только при частоте, для которой оно вычислено.

#### 3.1.13 Динамическая

Применительно к испытанию описывает функцию силы или деформации, характеризующуюся колебательным или неустановившимся состоянием в отличие от статического испытания.

3.1.14 Динамическая

Определение, используемое для описания жёсткости или модуля, характеризует свойство, определяемое при испытании, в котором применяется колебательная сила или колебательное движение, обычно синусоидальные.

3.1.15 Статическое (1)

Характеризует испытание, в котором силу или деформацию изменяют с медленной постоянной скоростью в ходе процедуры или в условиях имитации испытаний при использовании универсальных винтовых машин.

#### 3.1.16 Статическое (2)

Характеризует испытание, в котором прилагаемая сила или деформация, часто представляющее собой среднее значение деформации для динамического испытания, не изменяется в ходе выполнения процедуры.

#### 3.1.17 Статическая (3)

Определение, используемое для описания жёсткости или модуля, характеризует свойство, определяемое при испытании, выполняемом в условиях медленной постоянной скорости.

3.1.18 Жёсткость

Свойство образца, которое характеризует силу, с которой он сопротивляется деформации, или деформацию, возникающую в результате приложения силы. Жёсткость может быть статической или динамической. См. описание терминов «комплексная», «упругая» и «демпфирование». Синоним – жёсткость пружины.

#### 3.1.19 Модуль

Отношение напряжения к растяжению. Это свойство материала вместе с геометрией образца обусловливает жёсткость образца. Модуль может быть статическим или динамическим. Динамический модуль с математической точки зрения представляет собой векторную величину, фаза которой зависит от фазы комплексной силы, соотносимой с фазой деформации (прогиба). См. описание терминов «комплексная», «упругая» и «демпфирование».

3.1.20 Комплексная

Определение, используемое для описания динамической силы, характеризует равнодействующую силу с верхним индексом (\*) при буквенном обозначении (F\*). (F\*) можно разложить на упругую и демпфирующую составляющие при использовании фазы сдвига в качестве базиса.

3.1.21 Упругая

Определение, используемое для описания динамической силы, характеризует ту составляющую комплексной силы в фазе с динамической деформацией (прогибом), которая не преобразует механическую энергию в тепло и которая может вернуть энергию в систему с массами и пружиной, подвергаемыми колебаниям. Упругая составляющая имеет верхний индекс в виде одного штриха (') при буквенном обозначении (F').

#### 3.1.22 Демпфирующая

Определение, используемое для описания динамической силы, характеризует ту составляющую комплексной силы, которая опережает динамическую деформацию (прогиб) на  $90^0$  и отвечает за преобразование механической энергии в тепло. Она имеет верхний индекс в виде двойного штриха ('') при буквенном обозначении (F'').



#### 3.1.23 Накопленная

Определение, используемое для описания энергии, характеризует ту составляющую энергии, абсорбированной напряжённым эластомером, которая не преобразована в тепло и может быть возвращена в общую механическую систему. Это определение характеризует также упругую составляющую модуля или жёсткости.

3.1.24 Фурье-анализ

В математике - это анализ меняющейся в зависимости от времени периодической функции, создающей бесконечные серии синусов и косинусов, составляющих основные и интегральные гармоники, которые в случае их сложения воссоздали бы исходную функцию. Анализ назван в честь французского математика Джозефа Фурье (1768-1830).

3.1.25 Сдвиг

Характеризует свойства, определяемые при воздействии на образец деформации сдвига, например, модуль упругости при сдвиге.

#### 3.1.26 Прикреплённый

Термин служит для описания анализируемого образца, для подготовки которого эластомер, предназначенный для испытания, прочно крепят клеем к соединительным элементам с намного более высоким модулем для двух целей: (1) для обеспечения удобного жёсткого крепления к испытательной машине и (2) для обозначения зон, предназначенных для приложения силы к эластомеру.

3.1.27 Неприкреплённый

Описывает испытываемый образец, для подготовки которого эластомер, предназначенный для испытания, отливают или вырезают в определённой форме. При испытании такого образца сила прилагается непосредственно к эластомеру.

3.1.28 Зона крепления

При описании прикреплённого испытываемого образца обозначает зону крепления образца клеем к высокомодульному соединительному элементу.

3.1.29 Зона контакта

В неприкреплённом образце это зона образца, соприкасающаяся с высокомодульным зажимом. Через эту зону проходит прилагаемая сила. Зона контакта может быть постоянной или переменной. В случае использования смазки допускается произвольное изменение зоны контакта.

#### 3.1.30 Смазанный

Термин используется для описания эластомерного испытываемого образца, который имеет не менее двух плоских параллельных поверхностей и предназначен для испытания при сжатии. Плоские параллельные поверхности такого образца отделены от плоских параллельных пластин машины смазкой во избежание, насколько это возможно, трения между эластомером и пластинами. При этом площадь контактной поверхности образца расширяется, по мере уменьшения расстояния между пластинами

#### 3.1.31 Эффект Маллинса

Явление, происходящее в резине, заключающееся в том, что вторая и последующие гистерезисные петли имеют меньшую площадь по сравнению с первой петлёй из-за разрушения физических поперечных связей. Эффект Маллинса может быть постоянным или временным в зависимости от природы материала. См. эффект предварительной деформации.

#### 3.1.32 Эффект предварительной деформации

Явление, происходящее в резине и связанное с эффектом Маллинса. Он заключается в том, что значения динамических модулей упругости при низкой амплитуде деформации становятся ниже после предыстории высоких деформаций, чем до неё. См. также эффект Маллинса. Эффект предварительной деформации называется ещё эффектом деформационной предыстории.

ASTM D5992-96 (2011)

#### 3.1.33 Недемпфированная собственная частота

В резонансной системе с пружиной, массами и демпфером, имеющей одну степень свободы, эта собственная частота, вычисляемая по формуле:

$$f_{\rm n} = {\rm SQRT}({\rm K}'/{\rm M}), \tag{2}$$

где:

К' - упругое сопротивление деформации пружины; М – масса.

#### 3.1.34 Коэффициент передачи (воздействия)

В измерениях вынужденного резонансного колебания - это комплексное частное от деления ответной реакции на величину входного воздействия. Может быть абсолютным или относительным.

#### 3.1.35 Абсолютная

В измерениях колебаний (вибрации) характеризует величину, измеренную относительно земли, принятой в качестве точки отсчёта.

#### 3.1.36 Относительная

В измерениях колебания обозначает величину, измеренную относительно другого тела, принятого в качестве точки отсчёта.

#### 3.1.37 *LVDT*

LVDT - сокращение от Linear Variable Differential Transformer (регулируемый дифференциальный трансформатор с линейной характеристикой). Это тип датчика смещения, снабжённого одной первичной и двумя вторичными обмотками, расположенными вдоль общей оси. Первичная обмотка находится в центре. Кроме того, датчик имеет подвижный магнитный серлечник. свободно перемещающийся вдоль Сердечник оси. созлаёт сигнал. пропорциональный расстоянию от центра его перемещения. Полярность сигнала зависит от фазы сигналов, поступающих от двух вторичных обмоток. Существует ещё один вариант трансформатора – вращающийся регулируемый дифференциальный трансформатор (Rotary Variable Differential Transformer (RVDT)).

#### 3.1.38 Анализ подвижности

Теоретические основы анализа механических систем, в которых используется векторная величина, называемая «подвижностью». Подвижность является характеристикой всех вместе взятых постоянных механических элементов (масса, жёсткость, демпфирование). По величине она равна силе, проходящей через элемент, делённой на скорость поперёк элемента

#### 3.1.39 Анализ полного сопротивления

Теоретические основы анализа механических систем, в которых используется векторная величина, называемая «полным сопротивлением». Полное сопротивление является характеристикой всех вместе взятых постоянных механических элементов (масса, жёсткость, демпфирование). По величине она равна скорости поперёк элемента, делённой на силу, проходящую через элемент.

3.1.39.1 *Пояснение* - Анализ подвижности иногда использовать проще, чем анализ полного сопротивления, т.к. механические принципиальные схемы составлены более наглядно в подвижных системах. Любая из них даёт информацию, необходимую для анализа испытательного оборудования.



3.2 Условные обозначения

3.2.1 Общее описание

3.2.1.1 Многие условные обозначения даны в скобках. (t) обозначает функцию времени. Цифра, указанная в скобках, (1) или (2), представляет собой номер или порядок гармоники, полученной при анализе Фурье (Приложение X2). Таким образом, все параметры, представленные как (1), выведены по основной или первой гармонике. Вторая гармоника комплексной силы обозначается как F\*(2) и т.д. Следует отметить, что каждая гармоника имеет фазовый угол, связанный с ней. В случае основной гармоники это угол потерь (δ). Фазовые углы приобретают значение для более высоких гармоник, если обратное преобразование Фурье используется для восстановления данных во временной области.

3.2.1.2 В условных обозначениях использованы три верхних индекса: звёздочка (\*), один штрих (') и два штриха (''). В данном руководстве обсуждается динамическое колебание и сила. Колебание и сила, в виде необработанных данных, являются комплексными параметрами, обозначенными звёздочкой. В настоящем стандарте сила соотносится с колебанием по её фазе. Компонента силы, находящаяся в фазе с колебанием, обозначена одним штрихом. Компонента силы, опережающая колебание на 90<sup>0</sup>, обозначена двумя штрихами. Величины, определённые по силе (напряжение, жёсткость, модуль), как и сама сила, являются векторными. Их фазовая связь обозначена теми же верхними индексами.

3.2.1.3 В некоторых работах звёздочка не ставится около параметра. Например, параметр X\*(t) часто представляют как X(t) для систем, создающих колебание, F\*(t) – как F(t) для систем, создающих усилие. В настоящем руководстве использована полная форма условного обозначения параметров.

#### 3.2.2 Колебание, сила и жёсткость

3.2.2.1 Описание условных обозначений определяемых параметров и величин, выведенных по ним, представлено в том порядке, в каком они появляются в тексте и используются. В устройствах, создающих вынужденные нерезонансные колебания, измерение X\*(t) и F\*(t) осуществляется непосредственно с помощью датчиков деформации и силы.

- X\*(t) = Динамическая деформация (прогиб) образца в зависимости от времени.
- F\*(t) = Динамическая комплексная сила в зависимости от времени.
- X\*(1) = Динамическая деформация (прогиб) (первичная амплитуда) основной компоненты параметра X\*(t). Определена с помощью анализа Фурье или других аналогичных методов.
- F\*(1) = Динамическая комплексная сила (первичная амплитуда) основной компоненты параметра F\*(t). Определена с помощью анализа Фурье или других аналогичных методов.
- Φазовый угол, на который F\*(1) опережает X\*(1). Справедливо только для X\*(t) и F\*(t), если оба параметра представляют собой исключительно синусоидальные волны, но для большинства эластомеров это не достижимо.
- $\eta$  = tan $\delta$  = F''(1)/ F'(1) = коэффициент потерь.
- $F'(1) = F^*(1)\cos\delta =$  динамическая сила упругости, первая амплитуда; компонента параметра  $F^*(1)$ , находящаяся в фазе с  $X^*(1)$ .
- $F''(1) = F^*(1)\sin\delta =$  динамическая сила демпфирования, первичная амплитуда; компонента параметра  $F^*(1)$ , опережающая  $X^*(1)$  на 90<sup>0</sup>.
- $K^{*}(1) = F^{*}(1)/X^{*}(1) =$  динамическая комплексная жёсткость. Величина, определённая по соотношению F\*(1) и X\*(1). Имеет фазу параметра F\*(1).
- $K'(1) = F'(1)/X^*(1)$ =динамическое упругое сопротивление деформации. Величина, определённая по соотношению F'(1) и  $X^*(1)$ . Имеет фазу параметра F'(1).
- К''(1) = F''(1)/Х\*(1)=динамическая жёсткость при демпфировании. Величина, определённая по соотношению F''(1) и Х\*(1). Имеет фазу параметра F''(1).



3.2.2.2 По последним трём параметрам динамической жёсткости можно вычислить три соответствующих динамических модуля упругости, используя геометрические коэффициенты, подходящие для образца. Для модулей упругости при сдвиге использованы условные обозначения G\*(1), G'(1) и G''(1). Модули упругости при растяжении или сжатии обозначены символами E\*(1), E'(1) и E''(1). В Приложениях X2, X3 и X4 даны зависимости для трёх общих геометрий.

3.2.3 Резонансные системы

3.2.3.1 Для резонансных систем использованы дополнительные условные обозначения, описывающие прилагаемые и ответные колебания и силы.

- φ = Фазовый угол, на который прилагаемая сила или базовое колебание опережает колебание массы. Не путать с фазовым углом δ, который является углом, на который комплексная сила, проходящая через образец, опережает деформацию (прогиб) поперёк образца.
- β = Отношение частот представляет собой частное от деления заданной частоты на недемпфированную собственную частоту.
- $\varsigma$  = Отношение вязкого демпфирования, с/с<sub>c</sub>
- *ω*<sub>n</sub> = Недемпфированная собственная частота, радиан/с
- $f_{\rm n}$  = Недемпфированная собственная частота, герцы.

3.2.4 Условные обозначения для крутящего момента

3.2.4.1 Функции крутящего момента аналогичны функциям сдвига. Для крутящего момента и сдвига использованы следующие условные обозначения и единицы измерения:

Функции	Сдвиговые	Крутильные
Смещение	Х	θ
Единицы СИ	MM	радиан
Английские единицы измерения	дюйм	радиан
Сила, крутящий момент	F	S
Единицы СИ	ньютон	ньютон метр
Английские единицы измерения	ньютон	фунт•дюйм

Звёздочка, один штрих, два штриха и скобки используются таким же образом, как и в случае параметров, определяемых при сдвиге.

#### 3.2.5 Условные обозначения для напряжения

3.2.5.1 Символы, используемые для сигналов напряжения, снабжены индексами с соответствующим значением. Например, E<sub>x</sub> - напряжение, пропорциональное колебанию. E<sub>F</sub> - напряжение, пропорциональное силе. Звёздочка, один штрих, два штриха и скобки используются таким же образом, как и в случае соответствующих механических величин.

#### 3.2.6 Геометрические условные обозначения

3.2.6.1 Условные обозначения, описывающие образцы и устройства, показаны на рисунках, иллюстрирующих применявшиеся методы и образцы. Некоторые символы использованы только для обозначения определённых параметров. Например, t всегда обозначает время и никогда не используется для описания толщины. Символ, обозначающий частоту, снабжён нижним индексом f. Знак силы имеет верхний индекс F. Размерные символы (a, b, r, L) имеют значения, специфические для конкретной геометрии образца. Их смысл меняется с изменением геометрии образца.



#### 4 Сущность методов испытания

4.1 Методы, описанные в данном руководстве, разделены на три основные категории в зависимости от типа создаваемого колебания:

4.1.1 Вынужденное нерезонансное колебание.

4.1.2 Свободное резонансное колебание.

4.1.3 Вынужденное резонансное колебание.

4.2 Дано краткое описание репрезентативных методов каждой категории с включением математических формул для иллюстрации методов расчёта и представления результатов.

## 5 Назначение и применение

5.1 Данное руководство знакомит с разными методами определения динамических свойств вулканизованных резин и дополнительно изделий, в изготовлении которых они применялись: пружин; амортизаторов; устройств, подвергаемых нагрузке на изгиб; гибких муфт; виброизоляционных элементов и резинотехнических изделий в целом. Существующие методы рассмотрены без конкретного описания применения какого-либо из изделий.

## 6 Виды опасности

6.1 Описанные методы испытания не характеризуются какими-либо видами риска. При их выполнении не применяются опасные реактивы или материалы. Оборудование, используемое для осуществления методов испытаний, может быть потенциально опасным, особенно машины, создающие вынужденные нерезонансные колебания. Их использование может включать генерирование значительных сил, колебаний и непредвиденных движений. При работе с ними всегда необходимо соблюдать осторожность. Эта проблема становится особенно острой при использовании сервогидравлического оборудования. Оборудование такого класса характеризуется самым высоким уровнем универсальности, но одновременно отличается потенциальной опасностью при проведении динамических испытаний. Проектирование подобных машин и зажимных приспособлений должно проводиться с учётом фактора риска. Все опасные зоны должны быть исключены или ограждены.

6.2 При установке и эксплуатации любого оборудования нужно соблюдать общепринятые правила техники безопасности и требования надлежащей лабораторной практики. Это особенно важно, когда испытания проводят при низких или высоких температурах с использованием легковоспламеняющихся хладагентов или электронагревателей.

#### 7 Факторы, влияющие на динамические измерения

7.1 На динамические испытания резины влияют три основных фактора: (1) термодинамический, связанный с внутренней температурой образца; (2) механический, касающийся испытательного оборудования; (3) фактор, связанный со способностью измерительных приборов и электронных средств получать и обрабатывать сигналы, пропорциональные требуемым физическим параметрам. Последние два фактора подробно обсуждены в Приложении А1. Термодинамический фактор рассмотрен в пунктах 7.2 и 7.3.

7.2 В любом резиновом образце происходит повышение внутренней температуры под действием механической деформации. Степень повышения температуры зависит от коэффициента демпфирования (tandel), тепловых свойств и геометрии резины и металла. Известно, что термодинамические свойства лабораторного образца, используемого для измерения модуля, никогда не будут полностью совпадать с термодинамическими



характеристиками промышленного изделия, характеристики которого нужно прогнозировать. В связи с этим инженеру испытательной лаборатории и разработчику изделия надлежит работать во взаимодействии. Лаборатория должна представлять данные по упругости и демпфированию, полученные при условии, что образец во всём объёме находится при указанной температуре. Испытания требуется проводить в широком диапазоне температур, частот и деформаций, выбранных после консультации с разработчиком изделия. По полученным данным разработчик должен прогнозировать внутреннюю температуру изделия. Для прогнозирования нужно знать геометрию и тепловые свойства резины, тепловую нагрузку или исходные возможности присоединяемых металлических и других жёстких элементов, условия эксплуатации устройства, частоту, исходную температуру и рабочее время. Прогнозирование может быть итерационным процессом, в котором первая вычисленная температура приводит к изменению жёсткости и демпфирования, что сопровождается изменением деформации. Изменение деформации в свою очередь обусловливает изменение рассеяния тепла и отсюда температуры, и т. д.

7.3 Для сравнения, повышение температуры резины с коэффициентом потерь 0,7 может составить до  $5^{0}$ С на каждый цикл колебания, если амплитуда деформации при сдвиге равна  $\pm 100\%$ . Чем ниже деформация и значение tandel, тем в меньшей степени повышается температура. Вероятность значительного повышения температуры по сравнению с зарегистрированной температурой окружающей среды или начальной температурой указывает на предпочтительность методов динамического испытания по возможности с наименьшим количеством циклов. Если испытание проводится при большом количестве переменных условий, необходимо оставлять надлежащее время для восстановления температуры до заданного значения перед изменением условий. Надлежащий теплоотвод, достигаемый путём передачи тепла от резины к зажимам или с помощью вынужденной конвекции, помогает поддерживать требуемую температуру.

7.4 Выбор испытательного оборудования и метода испытания зависит от типа материала (7.2, 7.3). При измерении модуля, в частности, должен быть найден баланс между оборудованием для анализа данных (способность сбора данных через несколько циклов), потребностью измерения модуля при заданной температуре (мало циклов) и возможной необходимостью, чтобы эластомер претерпел эффект Маллинса (после первого цикла). И, наоборот, при измерении жёсткости промышленного продукта может потребоваться проведение испытания либо при заданной температуре (несколько циклов), либо в условиях устойчивого режима. В последнем случае требуется теплоотвод, типичный для условий эксплуатации.

## 8 Методы испытания и образцы

- 8.1 Введение
- 8.1.1 Существует три основных метода, базирующихся на создании колебаний:
- 8.1.1.1 Вынужденное колебание нерезонансной системы, включающей только образец.
- 8.1.1.2 Свободное колебание резонансной системы, включающей образец и массу.
- 8.1.1.3 Вынужденное колебание вышеназванной резонансной системы.

8.1.2 Первый и третий методы можно подразделить по двум типам оборудования, т.е. оборудования, создающего (1) динамическое колебание и (2) динамическую силу. Колебание или сила могут иметь следующие формы волны: синусоидальную, треугольную, квадратную или произвольную. В данном руководстве сделано допущение, что волна прилагаемого колебания/силы всегда имеет синусоидальную форму.

# ASTM D5992-96 (2011)

8.1.3 Помимо трёх методов испытания существует широкий выбор геометрии образцов. Эластомеры могут быть подвергнуты деформации при:

8.1.3.1 *Сдвиге*, который может быть единичным, двойным или квадратичным. Обычно испытание проводят при двойном сдвиге, используя два одинаковых резиновых элемента, симметрично расположенные на противоположных сторонах центрального жёсткого элемента.

8.1.3.2 *Сжатии*, проводимом при использовании прикреплённого или неприкреплённого образца либо образца, поверхности которого покрыты смазкой.

8.1.3.3 Растяжении.

8.1.3.4 *Изгибе* бруса: закреплённо - свободном, фиксировано - фиксированном, закреплённо - направленном или трёхточечном.

8.1.3.5 Кручении.

8.1.4 Некоторые материалы характеризуются значительным изменением динамического модуля упругости при изменении динамической деформации. В тех областях применения, в которых этот фактор имеет значение, следует учитывать, какой тип деформации обусловливают геометрия образца и метод многократного изгиба: однородная или неоднородная деформация по всему объёму образца.

#### 8.2 Вынужденное нерезонансное колебание

8.2.1 При вынужденном нерезонансном колебании можно использовать самый широкий интервал частоты для всех методов. Такие колебания создают с помощью кривошипношатунных и рычажных механизмов, электродинамических линейных двигателей и сервогидравлики. Применение электродинамики и сервогидравлики упрощает регулирование амплитуды. Сервогидравлика, кроме того, даёт возможность получить требуемые данные за один цикл. Благодаря этому повышение температуры во время испытания оказывается незначительным.

8.2.2 Типовая сервогидравлическая система для проведения испытания показана на Рисунке 1. Полностью механическая система, имеющая много общих характеристик с сервогидравлической системой, иллюстрируется на Рисунке 2. Сервогидравлическая система может генерировать и колебание и силу, в то время как механическая система создаёт только колебание. Система с электродинамическим возбудителем представлена на Рисунке 3. Полностью механические системы, в которых вращающиеся грузы или движущиеся возвратно-поступательно массы используются для создания синусоидальных сил, возможны, но они чрезвычайно сложны. Такие системы не рассмотрены в данном стандарте.

#### 8.3 Свободное резонансное колебание

8.3.1 Любая резонансная система состоит из двух основных элементов: пружины и массы. Третий элемент, демпфер, может быть добавлен, чтобы вызвать убывание по амплитуде резонансного колебания. И упругость, и демпфирование свойственны эластомерам. Испытание на основе свободного резонансного колебания включает деформирование образца, последующее снятие деформации и свободное колебание массы при частоте, которая зависит от жёсткости образца и величины массы. Эта частота собственного колебания называется, соответственно, «собственной частотой».

8.3.2 Во время колебания массы и пружины происходит преобразование энергии. Она попеременно приобретает форму накопленной и кинетической энергии. Часть энергии, затраченной на демпфирование, преобразуется в тепло. Поскольку происходит потеря энергии, амплитуда колебания становится всё меньше (убывает). Измеряя амплитуду деформации для каждого последующего цикла, можно получить критерий демпфирования посредством применения логарифмического декремента, обозначенного знаком Δ. Рисунок 4 иллюстрирует убывание максимумов колебательной характеристики в зависимости от времени.





1 – испытываемый образец; 2 – датчик силы; 3 – датчик деформации; 4 – гидропривод; 5 – электрогидравлический сервораспределитель; 6 – поршневой шток привода; 7 – рама с жёсткими узлами; 8 – гидравлическая подача; 9 – гидравлический отвод.

Рисунок 1- Типовая сервогидравлическая испытательная система



1- испытываемый образец; 2 – датчик силы; 3 – датчик деформации; 4 – двигатель; 5 – эксцентрик (может быть регулируемым); 6 – соединительный шток; 7 - рама с жёсткими узлами.

Рисунок 2 - Типовая полностью механическая испытательная система

# ASTM D5992-96 (2011)



испытываемый образец; 2 – датчик силы; 3 – датчик деформации; 4а – катушка возбудителя; 4b – магнит возбудителя; 5 – направляющая поршня; 6 - поршневой шток; 7 - рама с жёсткими узлами

#### Рисунок 2 - Типовая полностью механическая испытательная система

8.3.3 Преимуществом данного метода является то, что для его выполнения требуется несложное оборудование. Его серьёзный недостаток заключается в отсутствии возможности получить постоянную амплитуду деформации, что затрудняет определение влияния динамической деформации на упругое сопротивление деформации и жёсткость при демпфировании. Этот метод трудно применим к высоко демпфированным эластомерам из-за небольшого количества циклов испытания. Для уравнений логарифмического декремента, определяемого по убывающим амплитудам, принято допущение линейности и отсутствия влияния амплитуды деформации на значения модулей.

8.3.4 Та же кривая убывания амплитуды, по которой определяют логарифмический декремент, может быть использована с целью оценки жёсткости образца. Для вычисления логарифмического декремента требуются измерения значения амплитуды. В вычислениях жёсткости используют период колебания, а также массу, если проводят испытания при сдвиге, или момент инерции в условиях испытания при кручении.

8.3.5 Подробное описание метода дано в Приложении X5. В этом же Приложении приведены уравнения определения логарифмического декремента, коэффициента потерь и жёсткости.



Рисунок 4 - Типичная затухающая волна

#### 8.4 Вынужденное резонансное колебание

8.4.1 Для системы, создающей вынужденное резонансное колебание, как и в случае свободного резонансного колебания, требуется эластомерная пружина со свойственным ей демпфированием и масса. Для выполнения данного метода нужен внешний источник колебательной энергии. Существует два вида такого источника: источник, возбуждающий колебание (вибростенд), и источник силового возбуждения. Из названных двух источников проще использовать вибростенд. В настоящем стандарте описано применение только вибростенда.

8.4.2 В традиционных работах по теории колебания обычно рассматриваются системы, в которых используются исключительно упругие пружины и вязкие демпферы. Важно знать различия между вязким демпфированием и демпфированием, которое происходит в резине. Сила, создаваемая вязким демпфированием, пропорциональна скорости и, таким образом, является частотной функцией первой степени. Сила демпфирования в эластомерах почти не частоты. Чтобы применить теоретические уравнения к эластомерным зависит от амортизаторам, нужно взять эквивалентное вязкое демпфирование для заданной частоты или Модель, использовать совершенно другую модель. основанная на «гистерезисном демпфировании», наиболее точно представляет демпфирующую характеристику типичных эластомеров. Демпфирование по этой модели часто называют «комплексным», «объёмным» или «конструкционным».

8.4.3 Абсолютные и относительные колебания

8.4.3.1 При рассмотрении вынужденного резонансного колебания нужно знать различия между абсолютными/относительными коэффициентами передачи и абсолютными/относительными фазами. Абсолютный коэффициент передачи представляет собой амплитуду ответного колебания закреплённой массы, делённую на амплитуду входного колебания. Абсолютная фаза — фазовый угол между двумя названными выше величинами, которые считаются синусоидальными колебаниями. Относительный коэффициент передачи — амплитуда деформации эластомерной пружины, делённая на амплитуду колебания вибростенда. Относительная фаза — фазовый угол между двумя названными выше величинами, которые считаются синусоидальными колебаниями. Ответное колебание закреплённой массы и деформация образца - совершенно разные вещи. В литературе не всегда даётся чёткое пояснение этих зависимостей.

8.4.3.2 Абсолютные коэффициент передачи и фаза иллюстрируются на Рисунках 5-7, а относительные коэффициент передачи и фаза – на Рисунках 8-10. Графики представляют собой теоретические кривые, построенные на основе математических уравнений, а не результатов испытания. «Отношение частот» β - отношение частоты колебания к недемпфированной собственной частоте. Недемпфированную собственную частоту вычисляют, используя массу и коэффициент упругой



деформации, по уравнению X5.5 или X5.7 (Приложение X5). На графиках недемпфированная собственная частота обозначена как β=1.



Рисунок 6 - Зависимость абсолютного коэффициента передачи (воздействия) от β

(1) - модель вязкого демпфирования  $\zeta = 0,2$  и 0,05 (наклон кривой = 6 децибел/октава).

(2) -модель гистерезисного демпфирования  $\eta$ = 0,4 и 0,2 (в обоих случаях наклон кривой = 12 децибел/октава).

8.4.4 Эффекты гистерезисного и вязкого демпфирования - Абсолютный коэффициент передачи (воздействия)

8.4.4.1 Кривые, построенные для абсолютного коэффициента передачи и абсолютной фазы, имеют разный вид при вязком и гистерезисном демпфировании. Это обусловлено (1)



разной частотой, при которой достигается максимальная амплитуда; (2) разным наклоном кривых коэффициента передачи в диапазоне виброизоляции.

8.4.4.2 На Рисунках 5 и 6 для сравнения показан абсолютный коэффициент передачи для обоих типов демпфирования. График на Рисунке 5 включает только частоты в области почти максимального коэффициента передачи для иллюстрации образования максимумов при разных частотах. На Графике 6, в достаточной степени отражающем диапазон виброизоляции, видны различия наклонов. В случае вязкого демпфирования максимальный абсолютный коэффициент передачи имеет место при  $\beta < 1$ . В условиях гистерезисного демпфирования максимальный абсолютный коэффициент передачи воздействия всегда бывает при  $\beta=1$ . В диапазоне виброизоляции гистерезисном демпфировании, типичном при для эластомерных виброизляторов, наклон кривой составляет 12 децибел/октава. При вязком демпфировании наклон кривой равен 6 децибел/октава. Измерение этого наклона – один из методов демонстрации, что эластомеры характеризуются гистерезисным, а не вязким демпфированием.

8.4.4.3 На Рисунке 7 показана зависимость абсолютной фазы от частоты в меньшем интервале частоты. По этой кривой видно, что сдвиг фазы на 90 градусов не происходит при β =1 ни при вязком, ни при гистерезисном демпфировании.



Рисунок 7 - Зависимость абсолютной фазы от β









ASTM D5992-96 (2011)



Рисунок 10 - Зависимость абсолютной фазы от В

8.4.5 Эффекты гистерезисного и вязкого демпфирования – относительный коэффициент передачи

8.4.5.1 Относительные коэффициент передачи (воздействия) и фаза в условиях гистерезисного и вязкого демпфирования показаны на Рисунках 8-10. И при том и другом типе демпфирования максимальный коэффициент передачи воздействия достигается при  $\beta > 1$ . Однако, следует отметить, что сдвиг фазы на 90<sup>0</sup> происходит при  $\beta = 1$  в и при гистерезисном и при вязком демпфировании. Судя по Рисунку 9, обе модели демпфирования проявляют одинаковый коэффициент передачи воздействия, равный 1, при высоких значениях  $\beta$ . Сдвиг образца равен колебанию вибростенда, т.к. закреплённая масса изолирована и находится в стационарном состоянии.

8.4.5.2 В случае относительного коэффициента передачи при использовании вибростенда в условиях гистерезисной и вязкой моделей относительный фазовый угол при недемпфированной собственной частоте составляет 90°. С точки зрения исследователей было бы удобно использовать этот фактор для определения недемпфирова в собственной частоты, по которой можно судить о коэффициенте упругой деформа однако, измерение динамической деформации образца (относительное колебание) ичается сложностью выполнения.

8.4.6 Достоинства и недостатки метода, базирующегося на создании вынужденного резонансного колебания

8.4.6.1 Определение динамических свойств в расширенном диапазоне частоты нецелесообразно в условиях вынужденного резонансного колебания. При испытании образца единственным параметром, который можно использовать для изменения резонансной частоты, является масса. Редко бывает целесообразным изменять массу более чем в 10 раз. При этом частота изменяется только в 3 раза (квадратный корень из 10).



8.4.6.2 По сравнению с методом, основанном на создании свободного резонансного колебания, метод на базе вынужденного резонансного колебания обладает преимуществом, которое заключается в том, что он позволяет настроить и поддерживать требуемую резонансную амплитуду. Недостатком этого метода является то, что для его осуществления требуется устойчивое колебание. В связи с этим выполнение метода осложняется образованием тепла внутри образца и последующим изменением его температуры. См. Раздел 7 по термодинамическим факторам и их влиянию на динамические измерения.

8.4.6.3 Следует также иметь в виду, что форма кривой коэффициента передачи отличается от формы теоретических кривых. Изменение формы кривой обусловлено влиянием амплитуды динамической деформации и/или частоты на модули эластомера. В тех случаях, когда это влияние оказывается значительным, может произойти изменение формы кривой коэффициента передачи воздействия.

# 8.4.7 Определение коэффициента потерь и жёсткости по вынужденному резонансному колебанию

8.4.7.1 Коэффициент потерь можно определить по высоте кривой коэффициента передачи воздействия. Динамическую жёсткость можно установить по резонансной частоте при условии, что известна закреплённая масса (или момент инерции). Ни одна из зависимостей не может быть простой, если образец характеризуется значительным демпфированием, например, когда tan  $\delta > 0,2$ . Подробная информация, касающаяся определения коэффициента потерь и динамической жёсткости по кривым коэффициента передачи воздействия, дана в Приложении X6. В этом же Приложении рассмотрена фаза.

#### 8.5 Выбор геометрии образца для определения модуля

8.5.1 До сих пор обсуждение носило общий характер. Описанные методы могут применяться как для измерения динамической комплексной жёсткости, так и для оценки динамического комплексного модуля. Для преобразования значений жёсткости в модуль требуется механический анализ напряжения и деформации в образце, т.к. модуль определяют как их частное. В связи с этим выбор геометрии образца зависит от уровня воздействия на материал однородного напряжения и деформации по всему объёму образца, а также степени значимости этого воздействия для проводимого измерения.

8.5.2 Для эластомеров характерна чувствительность к деформации. Динамические модули упругости являются функциями амплитуды динамической деформации. Уровень этой зависимости, неодинаковый в разных смесях, повышается с увеличением жёсткости и демпфирования. Испытываемый образец необходимо выбирать в зависимости от степени проявления данного эффекта для обеспечения однородной деформации по всему объёму образца.

8.5.3 Существует ещё одно условие, согласно которому амплитуда динамической деформации должна быть постоянной в течение всего испытания. Такое условие ограничивает использование методов на основе затухания свободного колебания, для которых характерна постоянно изменяющаяся амплитуда деформации.

#### 8.6 Образцы для испытания на двойной сдвиг

8.6.1 По причинам, указанным выше, для определения модуля наиболее часто применяют образцы для испытания на двойной сдвиг методом создания вынужденного нерезонансного колебания. При правильно выбранной геометрии образца и высоком отношении высота/толщина (8/10) сдвиг создаёт почти постоянную деформацию по всему образцу.

8.6.2 Типичный образец для испытания на двойной сдвиг показан на Рисунке 11. Два внешних элемента образца закреплены в зажиме, чтобы расстояние между ними было постоянным, а их движение согласованным. В зависимости от типа испытательного оборудования внешние элементы или внутренний элемент могут приводиться в движение подвижной частью машины. При этом другая часть остаётся в стационарном положении.

8.6.3 Зависимость между модулем материала при сдвиге, жёсткостью и геометрией образца, подвергаемого испытанию на двойной сдвиг, выведена в Приложении Х2. Здесь же представлены формулы для высоких прямоугольных, квадратных и круглых сечений, а также размеры рекомендуемых образцов



#### 8.7 Образцы для испытания на кручение

8.7.1 На Рисунке 12 показаны образцы с прямоугольным и круглым сечением для испытание на кручение. Формулы для модуля сдвига и деформации представлены в Приложении X3. Оба рисунка представлены для случая вынужденного нерезонансного колебания.



Рисунок 11 - Образцы для испытания на двойной сдвиг (внешние элементы закреплены на постоянном расстоянии друг от друга)

#### 8.8 Образцы для испытаний на сжатие/растяжение

8.8.1 Образцы с прямоугольным и круглым сечением для испытаний на сжатие и растяжение изображены на Рисунке 13. Предварительно сжатый образец может быть испытан без закрепления. Используют методы с применением смазки и без неё. В последнем случае часто прибегают к абразивной бумаги для предотвращения изменения площади поверхности контакта во время деформирования образца.

8.8.2 Приложение X4 включает уравнения для определения модуля упругости при растяжении E в зависимости от силы, деформации, а также жёсткости и размеров образца. Здесь же приведены рекомендуемые соотношения и размеры образцов, взятые из стандартов D945, ISO 2856 и DIN 53513

#### 8.9 Образцы для испытания на изгиб

8.9.1 Образцы в виде стержней подвергают испытанию на изгиб при использовании устройств разных типов. Тип машин обусловлен креплением образца. Некоторые используемые виды крепления схематически показаны на Рисунке 14. Вид крепления образца необходимо



знать, чтобы сделать правильный выбор уравнений для проведения анализа. Крепления под буквами a, b, d и f не ограничивают длину стержня. При использовании креплений под буквами с и е всегда сохраняется исходная длина образца. В испытательных устройствах для крепления могут использоваться не роликовые направляющие, изображённые на схемах, а совершенно другие средства.



Рисунок 12 - Образцы с прямоугольным и круглым сечением для испытания на кручение





Driven end - сторона образца, подвергаемая воздействию;

Unstrained fixed end – недеформированная закреплённая часть образца; Compression – сжатие;

Tension (requires bonded specimen) – растяжение (требуется закреплённый образец);

Precompression – предварительное сжатие;

Dynamic Amplitude – динамическая амплитуда.



Рисунок 14 - Испытание на изгиб при разных вариантах крепления образцов



8.10 Выбор методов

8.10.1 При выборе подходящего метода испытания руководствуются двумя основными факторами: (1) необходимостью постоянной деформации во время испытания и (2) образованием тепла в процессе испытания.

8.10.2 Методы, базирующиеся на возбуждении нерезонансного колебания, дают возможность получить постоянную амплитуду в процессе испытания. При использовании свободного резонансного колебания такая возможность отсутствует. Что касается нерезонансных методов, то сервогидравлика обеспечивает наиболее удобный способ создания широкого разнообразия условий испытания и высоких сил. Сервогидравлическая система с возбуждённым колебанием имеет замкнутый контур при обратной связи по колебанию.

8.10.3 Как уже говорилось в Разделе 7, если материал характеризуется значительным демпфированием, может возникнуть необходимость сбора данных за несколько циклов, чтобы свести повышение температуры внутри образца до минимума. Такие условия достижимы при использовании методов генерирования нерезонансного колебания, особенно с применением сервогидравлики.

8.10.4 Методы на основе свободного резонансного колебания наименее затратные. На втором месте по затратам стоят методы на основе создания вынужденных резонансных колебаний. Самыми дорогостоящими являются методы, базирующиеся на создании вынужденных нерезонансных колебаний, но при их использовании получают наиболее полные данные.

#### 8.11 Факторы, влияющие на точность измерений

8.11.1 Точность определения жёсткости зависит от точности измерения силы и деформации. Если сравнивать силу и деформацию, то деформацию обычно труднее определить, особенно при высокой частоте, когда сдвиг становится небольшим. Измерение силы осложняется с увеличением частоты из-за небольшой величины сил и возникновения сил реагирования массы в зажиме.

8.11.2 Точность определения модуля зависит от точности измерения размеров образца. Самый малый размер, обычно толщина, имеет критическое значение. Модуль вычисляют по жёсткости и геометрии образца. Размеры образца имеют решающее значение для точности.

8.11.3 Точность определения демпфирования зависит от качества крепления образца в испытательной машине. Образец не должен скользить в зажимах, захватных устройствах и других подобных приспособлениях. Скольжение образца само себе является одной из форм демпфирования, присутствие которого в системе приводит к увеличению фактического демпфирования.

# 9 Методы анализа нерезонансного колебания и их влияние на результаты

9.1 Анализ данных по нерезонансному колебанию

- 9.1.1 Широкое применение находят ниже перечисленные методы анализа.
- 9.1.1.1 Преобразование Фурье.
- 9.1.1.2 Синусоидальная корреляция.

# ASTM D5992-96 (2011)

9.1.1.3 Правильный эллипс, площадь которого равна истинной площади; высота и ширина создаются фактической силой от максимума до максимума и смещением.

9.1.1.4 Правильный эллипс, фазовый сдвиг которого устанавливают по измеренным пересечениям нуля, высоте и ширине, создаваемым фактической силой от максимума до максимума и смещением.

9.1.2 Если бы все материалы были линейными, то при использовании перечисленных методов получали бы одинаковые результаты. При малых деформациях, симметричных относительно нулевой деформации, волна создаваемой силы имеет, по существу, синусоидальную форму. В этом случае все 4 метода являются практически эквивалентными. При высоких деформациях, когда конструкционные материалы характеризуются нелинейностью, получают разные результаты при использовании вышеназванных методов. При высоких деформациях создаваемая динамическая сила, как правило, несинусоидальная, и некоторые допущения теряют силу.

#### 9.1.3 Идеальный линейный случай

9.1.3.1 На Рисунке 15 иллюстрируется идеальный линейный случай, когда и колебание и сила синусоидальные. При нанесении на график двух форм волны в сопоставлении друг с другом приводит к образованию известной эллипсоидальной петли гистерезиса, площадь которой представляет собой потерю энергии за цикл. Фазовый угол, на который синусоидальная сила опережает прилагаемое синусоидальное колебание, по определению является углом потерь. На Рисунке 15 угол потерь составляет 35<sup>0</sup>, коэффициент потерь tanδ - 0,7.

9.1.3.2 Согласно векторной зависимости выведены следующие формулы:

$$K^* = F^* / X^* = F^*_{pp} / X^*_{pp} \tag{3}$$

$$K' = K^* \cos \delta \tag{4}$$

$$K'' = K^* \sin \delta \tag{5}$$

Потери энергии за цикл =  $\pi F^*X^* \sin \delta$  (6)

#### 9.1.4 Нелинейный случай

9.1.4.1 Более реальные результаты испытаний показаны на Рисунках 16 и 17. Рисунок 16 представлен для высокой динамической деформации относительно нулевой средней деформации. Рисунок 17 приведён для той же самой динамической деформации, но относительно высокой средней деформации, при которой нелинейность выражена в ещё большей степени. В обоих случаях прилагаемые колебания были синусоидальными в отличие от создаваемых сил. Динамическая жёсткость, вычисленная при использовании  $F^*_{pp}$  и  $X^*_{pp}$ , становится в значительной степени зависимой от формы волны динамической силы (т.е. от остроты пиков). Любой метод анализа, зависящий от измерений полного размаха колебаний, чувствителен к такому влиянию.





Рисунок 15 - Идеальный линейный случай (синусоидальные колебания и сила)

F\*(t) - измеренная сила;

F\* =комплексная сила (измеренная сила);

F'=упругая составляющая силы;

F''=демпфирующая составляющая силы (обе составляющие вычислены по F\* и δ).

#### 9.1.5 Метод преобразования Фурье

9.1.5.1 Метод преобразования Фурье лаёт возможность проводить анализ несинусоидальных динамических сил таким образом, чтобы свести до минимума влияние формы волны силы. Предпочтительным алгоритмом преобразования является быстрое преобразование Фурье, которое иногда обозначается принятым сокращением FFT. Согласно данному методу сигналы и динамического колебания и силы сначала преобразуют в цифровую форму, а затем подвергают анализу. Посредством преобразования вычисляют основную и гармоническую составляющие каждой формы волны. Основной является составляющая, частота которой аналогична частоте прилагаемого колебания. Её высшие гармоники – это гармоники, создающие несинусоидальную форму волны динамической силы. Прилагаемое колебание, будучи синусоидальным, создаёт только основную составляющую. Его высшие гармоники должны быть нулевыми или очень малыми. В анализе эластомеров используют только основные составляющие. Поскольку обе основные составляющие представляют собой синусоидальные волны, петля гистерезиса, нанесённая по ним на график, имеет форму точного эллипса. В этом случае могут быть использованы формулы из пункта 9.1.3.2.

9.1.5.2 Площади петель, образованных основными составляющими и волнами, построенными по исходным необработанным данным, равны. Это объясняется тем, что, в среднем, петля на основе необработанных данных намного меньше эллипса в одних точках и больше в других. С математической точки зрения энергии одинаковые. Можно предположить, что вся энергия включена в основные составляющие. Поскольку это действительно так, угол потерь определяют как фазовый угол основной составляющей силы относительно основной составляющей колебания.



Рисунок 16 - Форма волны и петля гистерезиса в условиях симметрии (высокое динамическое растяжение относительно нулевого среднего растяжения)



Рисунок 17 - Форма волны и петля гистерезиса в условиях асимметрии (высокое динамическое растяжение относительно высокого среднего растяжения)



#### 9.1.6 Размах колебаний – Угол потерь, определённый по площади

9.1.6.1 Энергию, приходящуюся на цикл, можно определить путём интегрирования истинной площади внутри петли гистерезиса. Интегрирование может быть проведено вручную с помощью планиметра. Однако чаще формы волн преобразуют в цифровую форму и выполняют интегрирование в компьютере. Энергия на цикл, измеренная таким образом, представляет собой истинное значение.

9.1.6.2 Если предположить, что две волны имеют синусоидальную форму, то по энергии на цикл, определённой путём интегрирования, и двум размахам колебаний ( $F^*_{pp}$  и  $X^*_{pp}$ ) можно построить эллипс, используя формулы из пункта 9.1.3.2 и Рисунок 15. Построение эллипса включает фазовый угол  $\delta$ . Если волны несинусоидальные, то под влиянием несинусоидальных форм эллипс будет высоким или низким, либо излишне широким или узким. Так как площадь - одна из заданных значений в построении, в результате возникает ошибка в вычислении фазового угла. Таким образом, если волна имеет несинусоидальную форму, при использовании данного метода получают угол потерь, не соответствующий значению угла потерь по методу Фурье.

9.1.6.3 Как уже пояснялось в пункте 9.1.4, когда форма волн создаваемой силы несинусоидальная, то жёсткость, вычисленная по частному  $F^*_{pp}(t)/X^*_{pp}(t)$ , тоже не будет соответствовать значениям, определённым методом Фурье.

#### 9.1.7 Размах колебаний – Зависимость фазового угла от прохождения через нуль

9.1.7.1 Данный метод можно успешно использовать в том случае, когда форма волны создаваемой силы несинусоидальная. С математической точки зрения фаза не имеет значения, за исключением фазы между синусоидальными волнами. В электротехнике существуют электронные схемы, которые выводят число, называемое «фазовым углом», на основе времени изменения полярности двух волн (прохождение через нуль). Фазовый угол может быть также определён с помощью осциллоскопа или осциллографа. Этот угол увеличивается с повышением демпфирования, но, строго говоря, он не фазовый, т.к. одна волна (возникающей силы) имеет несинусоидальную форму. В случае асимметрии (Рисунок 17) результаты, получаемые при использовании такой схемы, будут совершенно другими в зависимости от того, происходит ли выбранное изменение полярности с минуса на плюс или с плюса на минус.

9.1.7.2 Если волна возникающей силы несинусоидальная, то в системе, в которой используется этот метод, значение измеренного угла будет отличаться от значения фазы между основными составляющими, измеренной методом FFT. Если энергию на цикл определяют на основе предположения эллипса и по измерениям силы и колебания от максимума до максимума, то вычисленная таким методом энергия не будет соответствовать значению, определённому методом FFT. Для таких систем допускают, что обе волны имеют истинную синусоидальную форму.

9.1.8 Метод FFT является предпочтительным методом, когда испытательное оборудование генерирует сигналы, которые можно подвергнуть такому анализу. Преимуществами этого метода являются высокая воспроизводимость, точное соответствие вычисленных и фактических потерь энергии за цикл и снижение до минимума влияния мало заметных, но имеющих критическое значение изменений форм волн. Считают, что метод синусоидальной корреляции эквивалентен методу FFT.

9.1.9 В данном руководстве принято неявное, не всегда сформулированное предположение, что прилагаемым синусоидальным параметром является колебание (деформация), а сила – реакция на воздействие. В таком случае наиболее вероятно, что комплексная сила несинусоидальная. При использовании оборудования некоторых других типов прилагаемым синусоидальным параметром является сила, а колебание (деформация) – реакция на воздействие силы. Сравнение результатов, полученных двумя указанными методами, ещё не выполнено в достаточном объёме. Оба метода одинаково применимы в сервогидравлических машинах.



## 10 Протокол испытания

10.1 В связи с тем, что существует широкое разнообразие методов испытания, протокол должен включать чёткую идентификацию характера испытания, используемого оборудования, испытываемого образца и его геометрии, а также условий испытания. В описании условий испытания указывают количество периодов прилагаемого колебания, их частоту, амплитуды средней и динамической деформации и время между циклами испытания, в течение которого может произойти понижение температуры резины из-за выделения тепла.

10.2 Когда измеренные величины наносят на график в зависимости от амплитуды деформации, частоты или температуры, рекомендуется использовать логарифмические оси для динамического модуля упругости, амплитуды деформации и частоты. Линейные оси лучше отображают среднюю деформацию и температуру.

10.3 Tandel и угол δ можно нанести на график при использовании линейных или логарифмических осей. Часто бывает удобно нанести их на тот же логарифмический график, что и динамические модули упругости. При использовании логарифмических осей для таких значений демпфирования может показаться возможным определение процентного изменения. Не следует к этому прибегать из-за малых значений демпфирования. Основной проблемой является точность определения фазового угла. Тщательные статистические исследования помогут пользователю в толковании и приёмке полученных результатов.

# 11 Ключевые слова

11.1 Прибор, демпфирование, динамический, упругий, эластомер, инструкция, методы, резина, жёсткость пружины, жёсткость, испытание.



## Приложение

#### (Обязательная информация)

# A1. Влияние механических и инструментальных факторов на динамические измерения

#### А1.1 Область применения

A1.1.1 Настоящее приложение распространяется на некоторые факторы, связанные с приборным и аналитическим оборудованием, которые влияют на измерения динамических характеристик резины и резиноподобных материалов. Ниже представлен список вопросов, каждый из которых будет рассмотрен отдельно в данном приложении.

		Параграф
Нерезонансное вынужденное колебание	A1.2	
Общие положения	A1.2.1	
Калибровка измерения силы и деформации	A1.2.2	
Калибровка измерения фазы	A1.2.3	
Статистические исследования	A1.2.8	
Отношение сигнал/шум	A1.2.9	
Частотная и фазовая характеристики	A1.2.10	
Конструкция машины и размещение датчика	A1.2.11	
Масса и установка машины.	A1.2.12	
Свободное и вынужденное резонансное колебание	A1.3	
Общие положения	A1.3.1	
Измерение абсолютного колебания	A1.3.2	
Измерение относительного колебания	A1.3.3	

#### А.1.2 Нерезонансное вынужденное колебание

А1.2.1 Общие положения

А1.2.1.1 Приборное и аналитическое оборудование, используемое для измерения динамических сил и деформаций, в общем, сложнее оборудования, применяющегося для других испытаний эластомеров. В связи с этим оно может оказывать большее влияние на результаты испытания. Ниже в общих чертах описаны факторы, которые должны учитываться при выборе оборудования для динамических испытаний.

А1.2.1.2 Частотная характеристика датчиков, формирователей сигнала, индикаторного и аналитического оборудования должна быть однородной во всём диапазоне частот, при котором проводится испытание. Кроме того, важно, чтобы была достаточная дополнительная более высокая частотная характеристика во избежание искажения возможной несинусоидальной формы возникающей волны.

А1.2.1.3 Датчики силы и колебания должны характеризоваться как можно меньшими дрейфом нуля и изменением масштабного коэффициента в зависимости от времени и



температуры. Дрейф нуля проявляется в результатах в виде изменения среднего значения, а изменение масштабного коэффициента - как погрешность в определении жёсткости или модуля. Если устройство не было калибровано во время использования, масштабный коэффициента должен быть стабильным в период между проверками. Дрейф нуля должен быть стабильным во время проведения испытания.

А1.2.1.4 Калибровка требуется для систем, используемых для измерения и силы и деформации, а также при измерении фазы. Проверку калибровки во всех трёх случаях и повторную калибровку, если необходимо, следует проводить не менее одного раза в год. Процедуры калибровки и проверки идентичны в том смысле, что для их выполнения используются стандарты и методики одного типа. Калибровка включает настройку аппарата, которая обеспечивает достижение требуемого масштабного коэффициента в пределах установленного допустимого отклонения. Проверка должна показать, что масштабный коэффициент остаётся в пределах установленного допустимого отклонения. Повторную калибровку проводят только в том случае, если при проверке обнаруживается выход масштабного коэффициента за пределы установленного допустимого отклонения.

А1.2.2 Калибровка измерения силы и деформации

А1.2.2.1 При выполнении истинной калибровки и поверки используют эталоны длины и массы или силы. Могут использоваться подходящие переносные эталоны. Эталоны должны соответствовать национальным стандартам.

А1.2.3 Калибровка измерения фазы

А1.2.3.1 Введение

(*a*) Для калибровки системы измерения демпфирования требуется эталон фазы. Наиболее подходящим эталонным фазовым углом является нуль, т.к. его легко получить, а при использовании металлической пружины он стабилен.

(b) Наиболее приемлемым физическим эталоном нулевой фазы является металлическая пружина с низким демпфированием, подвергнутая деформации до напряжений намного ниже точки текучести. При правильном использовании хорошо сконструированной пружины, изготовленной из материала с низким демпфированием, предполагается, что сигналы динамической силы и деформации находятся в фазе. Какая бы это ни была фаза, её измеряют, принимают за нулевую и используют в качестве эталона в последующих фазовых измерениях. Нуль на выходе системы в случае измерений, проводимых при использовании эталонной пружины, устанавливают путём настройки электронных фильтров или программного обеспечения.

(с) Конечно, любая механическая пружина не может обладать истинно нулевым демпфированием. Собственное демпфирование большей части эластомеров намного превышает демпфирование металлов, например, стали или алюминия. В связи с этим общепринято допускать, что демпфирование металлической пружины является нулевым. Пружина должна использоваться при частотах ниже саморезонансных собственных вызывных частот. Эти же пружины могут быть использованы для составления статистических контрольных карт (A1.2.8).

(*d*) Выбор типа пружины и жёсткости зависит от механики системы, подвергаемой калибровке. Собственные внутренние резонансы пружины, выбранной в качестве эталона демпфирования, должны быть намного выше диапазона частот, для которых она используется в качестве эталона. Разные виды пружин показаны на Рисунках А1.1-А1.3.

#### А1.2.4 Интервал времени между проверками

А1.2.4.1 Проверку измерения фазы выполняют с таким же интервалом времени, как и проверку измерения силы и деформации.

А1.2.5 Пружины, используемые в машинах для испытания на сдвиг

А1.2.5.1 Существует несколько геометрических конфигураций стальных пружин, применяющих в устройствах для испытания на сдвиг. Различия между ними заключаются в линейности и закреплении. Примеры: (1) простая цилиндрическая пружина; (2) цилиндрическая пружина с двойной противоположной винтовой линией, полностью обработанная на станке; (3) кольцевая пружина с



нагрузкой поперёк диаметра; (4) вариант пружины 3, четыре прямых поперечных части которой подвергаются нагрузке при фиксированно-фиксированном изгибе; (5) металлическая трубка с аксиальной нагрузкой (Рисунок А1.1 а-е).



а- цилиндрическая пружина; b- пружина с двойной противоположной винтовой линией; с- кольцевая пружина; d- пружина с четырьмя поперечными частями; е- тонкостенная трубка.





Рисунок А1.2 - Торсионная пружина, используемая в качестве эталона демпфирования



Рисунок А.1.3 - Пружина в виде плоского бруса, используемая как эталон демпфирования в машинах для испытания на изгиб



А1.2.5.2 В качестве цилиндрических пружин чаще всего применяются недорогие промышленные штампованные пружины (*a*) с разной степенью жёсткости. Для всех простых цилиндрических пружин характерен один явный недостаток. При сжатии пружины наблюдается тенденция поворота одного её конца относительно другого. Это может привести к трению между концами пружины, какие бы плоские платины не использовались для её нагрузки. Поскольку предпочтительна пружина без трения, то данный фактор создаёт очевидную сложность. С практической точки зрения это не является серьёзной проблемой, т.к. демпфирование остаётся почти нулевым.

А1.2.5.3 Цилиндрические пружины с двойной противоположной винтовой линией, обработанные на станке, (b) полностью исключают проблему, о которой говорилось выше. Их выбирают осторожно, поскольку, обладая высоким напряжением, они могут легко вытягиваться. Такие пружины имеют относительно низкую собственную вызывную частоту изза центральной массы между двумя винтовыми линиями.

А1.2.5.4 Круглые пружины с нагрузкой поперёк диаметра (*c*) имеются в продаже в виде контрольных колец. Имея такую же геометрию, за исключением внутреннего устройства для измерения диаметра, они являются отличными кольцами.

А1.2.5.5 Пружины с четырьмя поперечными частями, подвергаемыми фиксированному изгибу *(d)*, представляют собой вариант круглых пружин. Они компактные, просты в изготовлении и обладают более высокой линейностью.

А1.2.5.6 Тонкостенные трубки с аксиальной нагрузкой (e) – очень жёсткие пружины. Из всех пружин разного вида они обладают самой высокой собственной вызывной частотой. Концевые части пружины требуют осторожного обращения во избежание растяжения или разгибания.

#### А1.2.6 Пружины для машин ротационного типа

А1.2.6.1 Для поворотных машин требуются торсионные пружины. Конструктивное исполнение крепления концов пружины должно быть тщательно продумано во избежание смещения, которое может быть принято за демпфирование, что приводит к ошибкам при калибровке. Центрирование подвижных и неподвижных зажимов или креплений должно выполняться осторожно (Рисунок А1.2.).

#### А1.2.7 Пружины для машин, работающих в режиме изгиба

А1.2.7.1 В машинах, служащих для испытания образца на изгиб, следует использовать простой металлический брус, показанный на Рисунке А1.3.

#### А1.2.8 Статистические исследования

А1.2.8.1 При проведении повторных периодических испытаний пружины или образца при использовании испытательного оборудования, позволяющего их выполнить, получают данные по жёсткости и фазе или демпфированию, которые можно нанести на график в виде контрольной карты для серии испытаний. Установив среднее значение, можно определить пределы изменчивости. Если это принято за основу, то тренды или резкие отклонения от кривой на графике свидетельствуют о возможных изменениях калибровки. В таких случаях требуется либо пояснение (вероятная причина), либо повторная проверка калибровки. Подобные испытания могут проводиться ежедневно или исходя из опыта проведения статистических исследований. Следует отметить, что такие испытания пружин или эластомерных образцов, даже если при их проведении получают результаты в пределах допусков для образца, ни в кое случае не являются «калибровочными» или «поверочными». Они просто свидетельствуют о высокой вероятности, что калибровка не изменилась.

A1.2.8.2 Контрольная карта для серии испытаний, особенно если она составлена при испытании хорошей пружины, позволяет определить возможности аппарата при измерении эластичности и демпфирования в наиболее благоприятных условиях. Такая возможность, конечно, достоверна только для жёсткости конкретной пружины и для использованных значений колебания и частоты.



#### А1.2.9 Отношение сигнал-шум

А1.2.9.1 Любое испытательное устройство для получения достоверных данных должно создавать выходные сигналы с амплитудой, в достаточной степени превышающей собственный уровень шума. Отношение сигнал-шум может быть увеличено методом усреднения по нескольким циклам, в тех случаях, когда это применимо. Когда используются аналогоцифровые преобразователи, их выбирают так, чтобы обеспечить (1) достаточное количество образцов на динамический цикл и (2) достаточную цифровую разрешающую способность (счёт или биты) для точного определения амплитуды и формы колебания.

А1.2.10 Частотная и фазовая характеристики

А1.2.10.1 При определении демпфирования разность фаз между фактическим физическим входом и срабатыванием датчиков, формирователей сигнала, индикаторных и аналитических устройств должна быть нулевой или, по крайней мере, согласованной в диапазоне рабочей частоты. Наиболее приемлемо, если она превышает рабочую частоту в десять раз. Для точного представления несинусоидальной формы волны требуется, чтобы фазовый сдвиг в формирователях сигнала, если он имеет место, был типа постоянной задержки. Поскольку в большинстве случаев датчики силы и колебания имеют разные базовые механизмы (например, тензодатчик сопротивления и индуктивный регулируемый трансформатор с линейной характеристикой- LVDT), то частотные и фазовые характеристики ИХ формирователей сигнала могут быть разными. Эту проблему можно решить двумя способами: (1) добавлением фазосдвигающей цепи (фильтра) в формирователе сигнала с наименьшей задержкой, чтобы он соответствовал другому формирователю сигнала и (2) введением поправки на разность во времени в аналитическое оборудование, обычно в компьютерное программное обеспечение для проведения анализа данных.

А1.2.11 Конструкция машины и размещение датчика

А1.2.11.1 Датчик колебания

(a) Если есть возможность, датчик колебания устанавливают так, чтобы он определял деформацию одного образца. Возможность такой установки датчика зависит от практики проведения испытания. В том случае, если это нельзя сделать, исследователь должен располагать данными по влиянию системы, установленной последовательно с образцом. Важным фактором является, включена ли деформация датчика силы, который фактически представляет собой пружину, в измерение общей деформации.

(b) Наиболее широко используются два типа датчиков колебания: регулируемый дифференциальный трансформатор с линейной характеристикой (LVDT) и пружина в виде бруса, поверенная в ходе растяжения. В последнем случае - это пружина, поверяемая и калибруемая для измерения деформации. Если пружина установлена поперёк образца, то при определении жёсткости испытываемого образца происходит измерение и жёсткости пружины. Если жёсткость пружины достаточно высокая, то измеренное значение жёсткости значительно повышается, а фактическое демпфирование понижается. Излишне мягкий брус невозможно использовать при низких частотах. Избыточно жёсткий брус приводит к искажению результатов испытания. Для LVDT не характерно такое осложнение, но он может создать проблемы калибровки из-за нелинейности.

(c) Любой датчик колебания выбирают и устанавливают так, чтобы свести до минимума влияние (1) его собственной массы, (2) собственной жёсткости, если он установлен для измерения относительного колебания, а также (3) жёсткости и массы электрических кабелей, соединяющих датчик с контрольно-измерительной аппаратурой.

(d) Во многих случаях датчик колебания регистрирует колебание поперёк всей цепочки элементов машины, включая основную структуру машины, крейцкопф и стойки или другие боковые опоры между основной структурой и крейцкопфом и датчиком силы. Вычисления или эксперименты, либо то и другое, должны выполняться для любой испытательной машины для определения её жёсткости. Приближённую погрешность, возникающую из-за нежелательных эффектов элементов машины в измерениях колебания, можно вычислить по нижеприведённой формуле. Формула применима для последовательно установленных пружин. В ней принимается



во внимание только эластичность без учёта демпфирования. Если предполагается, что известны только приближённые значения жёсткости машины и датчика силы, и они должны быть на какие-то порядки величины больше жёсткости образца, то приемлем такой подход:

$$\frac{l}{K} = \frac{l}{K_s} + \frac{l}{K_m} + \frac{l}{K_f} , \qquad (A1.1)$$

где:

К - зарегистрированная жёсткость;

 $K_s$  - жёсткость образца;

 $K_m$  – жёсткость машины;

*К*<sub>*f*</sub> - жёсткость датчика силы.

Для использования данной формулы важно, чтобы жёсткость машины была постоянной. Кривая зависимости деформации самой машины от нагрузки должна быть в виде прямой линии.

(е) На основе этих вычислений пользователь может определить то максимальное значение жёсткости образца, при котором погрешность остаётся допустимой. Измерение жёсткости более мягких образцов будет выполняться с меньшей погрешностью.

(f) Данное уравнение может быть решено для оценки жёсткости образца на основе зарегистрированной жёсткости, жёсткости машины и жёсткости датчика силы; Решение уравнения теоретически может быть использовано для корректирования зарегистрированных значений, но для этого требуется тщательный анализ и выполнение испытаний при резонансах намного ниже резонансов, существующих в системе. Не рекомендуется вводить поправки на погрешности, составляющие очень маленький процент.

(g) Как правило, чем ниже амплитуда деформации, тем труднее выполнить измерение. Если испытательное устройство снабжено основным датчиком с широким пределом измерения, то имеет смысл использовать второй дополнительный датчик с более узким пределом измерения. Датчик с более узким пределом измерения можно установить в более подходящем месте, что позволяет исключить частично или полностью влияние деформации машины, а также улучшить отношение сигнал-шум.

#### А1.2.11.2 Датчик силы

(a) Датчики силы чувствительны к силам, проходящим через них, не зависимо от источника силы. Предпочтительно, чтобы происходило измерение только сил, генерируемых образцом под действием колебания или только сил, которые необходимо приложить к образцу при использовании машины, возбуждающей силу. Все другие силы, проходящие через датчик, являются погрешностями. Эти силы необходимо идентифицировать и описать. Если они малы, ими можно пренебречь. Периодически могут вводиться поправки на них.

(b) В условиях ускорения масса зажимных приспособлений, прикреплённых к датчику силы, или иногда масса тяжёлых металлических элементов самого испытываемого образца приводит к образованию сил, которые измеряет датчик. Ускорение может произойти по следующим причинам: (1) вибрация пола, на котором установлена испытательная машина; (2) параллельно наложенное колебание датчика силы; (3) колебание номинально стационарной части испытательной машины под действием несбалансированных колеблющихся масс внутри самой машины.

(c) Если позволяет конструкция устройства, датчик силы должен быть стационарным. Он должен быть размещён между массивной стационарной частью испытательной машины и неподвижной стороной образца. Если датчик силы должен быть размещён в подвижной части аппарата, то зажимные приспособления должны быть сконструированы таким образом, чтобы



иметь по возможности меньшую массу. Проведение испытания без образца даёт возможность установить инерционные силы. Такие испытания лучше проводить в условиях изменения частоты, чтобы определить и инерционные силы, и резонансы, создающие осложнения.

(d) Прилагаемое колебание и возникающие силы ускорения являются векторными величинами, обладающими фазой и амплитудой. Если должны быть введены поправки на эти величины, то их тщательно планируют и выполняют. Может возникнуть необходимость в третьем канале измерения, базирующемся на экселерометре, установленном на датчике силы.

(e) Теория «подвижности» или теория «механического полного сопротивления», которое является понятием, противоположным «подвижности», могут быть успешно использованы при анализе влияния масс, колебаний и движения сил. В исследовании движения силы подвижность в большей степени базируется на интуитивности.

#### А1.2.12. Масса и установка машины

А1.2.12.1 Определённые преимущества могут быть достигнуты, если систему испытательной машины изолировать от пола с помощью мягких опор. При этом вся машина становится сейсмической. Изоляция машины сохраняется даже при колебании пола при условии, что частота колебания пола значительно выше частоты изолирующей подвески. Если пол не обладает собственными колебаниями, создающими осложнения, то иногда может дать положительные результаты использование дополнительной массы пола. По этой причине часто рекомендуется иметь изолирующую опорную систему, которая может быть шунтирована накоротко. В качестве примера может служить испытание, проводимое при изменении частоты в диапазоне, включающем резонансную частоту сейсмической подвески.

А1.2.12.2 В соответствии с самой природой динамического испытания требуется периодическое колебание определённой части испытательного оборудования. Подвижные части машины, разумеется, имеют массу. Это могут быть поршень и стержень в гидравлической машине или рукоятка и соединительный стержень в машине механического типа. Инерционные силы, возникающие под действием колебания этих частей, характеризуются тенденцией вызывать колебание всей машины. Сигналы силы, генерируемые при таком колебании, могут маскировать сигналы силы, связанные с образцом. Поскольку инерционные силы пропорциональны колебательному ускорению, они увеличиваются прямо пропорционально массе, но как квадрат рабочей частоты. Данный вопрос должен быть подвергнут тщательному анализу. Чем больше масса подвижных частей, тем сильнее колебания, выше частота и более выраженным становится осложнение. Один из способов частичного решения проблемы, которую нельзя исключить полностью, заключается в изготовлении неподвижных частей машины по возможности большой массы. Это делается с целью (1) сведения до минимума ускорений основания стационарного датчика силы и (2) понижения собственной частоты машины на её сейсмической подвеске.

#### А1.3 Свободное или вынужденное резонансное колебание

А1.3.1 Общие положения

A1.3.1.1 Резонансное колебание включает колебание массы, подвешенной или установленной на пружине. Для целей данной части руководства пружиной всегда является эластомер. Она имеет определённый уровень демпфирования. Если колебание вынужденное, то воздействие на систему пружина-масса может быть либо в виде колебания основания, либо в виде приложения колебательной силы непосредственно к массе. Требуемое динамическое колебание может быть абсолютным (относительно земли) или относительным (движение одного тела относительно другого, причём оба тела могут быть колеблющимися).

А1.3.2 Измерение абсолютного колебания

А1.3.2.1 Для измерения абсолютного динамического колебания требуется датчик с внутренней массой, отделённой от внешнего корпуса пружиной. Чувствительность датчика к ускорению или скорости зависит от того, как действуют чувствительные элементы внутри датчика, а также от частоты, при которой датчик используется. Она может быть ниже или выше



собственной частоты датчика. Любой датчик, если он применяется один, измеряет «абсолютное» увеличение скорости. Допускается использование оптических датчиков для непосредственного измерения абсолютного динамического сдвига (смещения), но они дорогие и редко бывают в продаже. Возможно применение электрического аналога или компьютерного интегрирования. При двойном интегрировании мгновенное ускорение преобразуется в мгновенный сдвиг (смещение). Единичное интегрирование преобразует ускорение в скорость или скорость в сдвиг (смещение). Интегрирование следует применять с осторожностью. В основе интегрирования лежит предположение, что все волны имеют синусоидальную форму. В действительности это бывает крайне редко.

#### А1.3.3 Измерение относительного колебания

А1.3.3.1 При использовании вибростенда иногда требуется измерить деформацию самого образца. В этом случае необходимо измерить «относительное» смещение, положение массы в данный момент относительно положения вибростенда в данный момент.

А1.3.3.2 Для измерения относительного колебания используют те же датчики, которые были описаны выше. Каждый из датчиков имеет свои достоинства и недостатки.

(a) Брус, поверенный в ходе деформации, имеет собственную жёсткость и собственную вызывную частоту. Если жёсткость бруса достаточно высокая, то резонансная частота повышается, а фактическое демпфирование понижается. Излишне мягкий брус невозможно использовать при высоких частотах. Избыточно жёсткий брус приводит к искажению результатов испытания. Брус может в некоторой степени действовать как акселерометр, вводя ложную реакцию на воздействие.

(b) Для LVDT в большей степени характерна тенденция к увеличению массы системы. Как правило, пружина LVDT должна быть стационарной или, по крайней мере, прикреплённой к наименее подвижному объекту. При наличии резонанса пружину следует прикрепить к вибростенду или земле. Большая часть LVDT выдерживает ускорения 20г.

(с) Вычитание двух дважды интегрированных ускорений для определения относительного смещения в данный момент может быть выполнено иногда результативно, а иногда нет в зависимости от степени соответствия формы волны критерию синусоидальности.

(d) Любой датчик колебания выбирают и устанавливают так, чтобы свести до минимума влияние (1) его собственной массы и (2) собственной жёсткости, если он установлен для измерения относительного колебания, а также (3) жёсткости и массы электрических кабелей, соединяющих датчик с контрольно-измерительной аппаратурой.

#### Приложения (необязательная информация)

#### Х1. Информация по дополнительной литературе и стандартам

*Tong K. N.* Теория механического колебания; John Wiley & Sons, 1960 (структурное демпфирование, аналогичное структурному демпфированию в резине; сравнение кривых коэффициента передачи воздействия для вязкого и структурного демпфирования; анализ логарифмического декремента).

*Snowdon J.C.* Колебание и ударная волна в демпфированных механических системах; John Wiley & Sons, 1968 (работа начинается с рассмотрения концепции комплексного модуля).

*Ruzica J. E. Derby* T.F. Влияние демпфирования на изоляцию колебания, Shock and vibration information center, United States Department of Defense, 1971. SVM-7; Number 7 in set of 9 (всестороннее рассмотрение разных видов демпфирования).

Danko D.M., Svarovsky J.E. Применение миникомпьютеров для определения коэффициентов демпфирования и других свойств эластомеров (№730263). Работа была представлена на симпозиуме по определению динамических свойств эластомеров и



ASTM D5992-96 (2011)

эластомерных опор (8-12 января 1973), состоявшемуся в рамках Международного конгресса по автомобилестроению SAE (Detroit, MI, 1973).

Nielsen L.E. Механические свойства полимеров, Reinhold Publishing Corp., 1962.

Cooley J.W.; Turkey J.W. Алгоритм для машинного вычисления комплексного ряда Фурье, Mathematics of Computation, April 1965.

Harris C. M. Справочник по ударным волнам и колебаниям, третье издание, McGraw-Hill Book Company, 1988 (глава 22 включает количественное описание анализа Фурье; глава 32 содержит формулы вычисления первой резонансной частоты металлических пружин с разными геометриями).

X1.1 Терминологический стандарт D1566 для комитета D11.

# Х2. Образцы для испытания на двойной сдвиг-Уравнения и описание образцов

X2.1 Модуль упругости при сдвиге в случае образцов, предназначенных для испытания на двойной сдвиг

Х2.1.1 Модуль любого образца определяют как частное от деления напряжения на растяжение. В образце для двойного сдвига напряжение определяют как общее напряжение сцепления на внутреннем элементе. Растяжение – частное от деления деформации при сдвиге на толщину резиновой стенки. Допускают, что резиновая стенка остаётся постоянной и что зона крепления на внутреннем элементе равна зоне крепления на внешних элементах.

$$Moдyль = \frac{Haпряжение}{Pacтяжение} = G, \qquad (X2.1)$$

где:

Напряжение = 
$$\frac{Cила}{\Pi$$
лощадь =  $\frac{F}{A}$  (X2.2)

 $\mathbf{\Gamma}$ 

Растяжение = 
$$\frac{Деформация}{Tолщина} = \frac{x}{L}$$
 (X2.3)

Выполнив подстановку и преобразование, получают:

$$G = \frac{FL}{Ax} = \frac{F}{x} \times \frac{L}{A}$$
(X2.4)

Приняв F/х за жёсткость K, получают:

$$K = ----$$
(X2.5)

Подставив К в уравнение, получают:

x

$$G = K \times ----$$
(X2.6)



Данное общее уравнение применимо к любому образцу, испытываемому на сдвиг.

X2.2 На рисунке X2.1 показаны три образца прямоугольной, квадратной и круглой формы, предназначенные для испытания на двойной сдвиг.

X2.2.1 В высоких прямоугольных образцах для двойного сдвига общая площадь А равна 2(ab). В результате получают:

$$G = K \times \frac{L}{2ab}$$
(X2.7)

Х2.2.2 При квадратном поперечном сечении A равно  $2(a^2)$ :

$$G = K \times \frac{L}{2a^2}$$
(X2.8)

X2.2.3 При круглом поперечном сечении A = 2 ( $\pi d^2/4$ ):

$$G = K \times \frac{L}{2\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)} = K \times \frac{2L}{\pi d^2}$$
(X2.9)

где:

*G* – модуль упругости при сдвиге;

*F* – сила;

x – деформация;

- А общая площадь крепления внутреннего элемента;
- *L* толщина эластомера;
- *а* ширина площади крепления при прямоугольных и квадратных образцах;
- *b* высота площади крепления при прямоугольном образце;
- *d* диаметр площади крепления при круглом образце.

X2.3 На рисунке X2.2 приведены специфические размеры в единицах СИ и в английских единицах измерения рекомендуемых высоких прямоугольных образцов для испытания на двойной сдвиг. Показаны два варианта образцов, размер которых соответствует обычным размерам прутковых заготовок для металлических деталей. Поскольку размеры двух вариантов образцов достаточно близки, результаты испытаний должны быть сравнимыми. Отношение высоты к толщине в обоих случаях составляет 8,0, что достаточно для размещения большинства эластомеров, подвергаемых испытанию на сдвиг, а не изгиб.

Х2.4 В качестве ссылки приведены размеры, указанные в стандартах. Стандарт DIN 53 513: L = 4,0 мм, отношения a/L и d/L = 4,0. Отсюда 16,0 мм для квадратных и круглых образцов, имеющих общую площадь сцепления A, соответственно,  $512 \text{мm}^2$  и  $402 \text{мm}^2$ . Стандарт ISO 2856: a/L = 4; d/L = 2. Стандарт BS 903, часть A24 (1976): a/L или d/L должны быть не менее 4.



Рисунок X2.1 - Размеры отдельных резиновых элементов образцов, предназначенных для испытания на двойной сдвиг

(резиновые элементы показаны по отдельности для более понятной иллюстрации)



g - Альтернативный внутренний элемент. Просверлить отверстие для цилиндрической гайки.

Размеры							
Критические Обычные							
	L	a	b	c	d	e	f
MM	5,00	16,00	40,00	50,0	75,0	5,0	20,0
Дюймы	0,200	0,625	1,600	2,00	3,00	0,20	0,75

# Рисунок X2.2 - Размеры рекомендуемого образца для испытания на двойной сдвиг

X2.5 В уравнениях X2.1 - X2.5 принято допущение, что L остаётся постоянной величиной. Следует отметить, что существует альтернативный способ крепления и



деформирования образца для испытания на двойной сдвиг. Разница заключается в том, остаются ли внутренние элементы на фиксированном расстоянии друг от друга, сохраняя постоянную толщину резиновой стенки, или они могут свободно колебаться до естественной тенденции уменьшения толщины стенки резины. При высоких деформациях это различие становится значительным. В данном руководстве приведены формулы для малых деформаций, когда это различие не имеет значения. На рисунке X2.3 показан один из способов достижения изменения толщины стенки резины. Следует иметь в виду, что в образцах, подвергаемых испытанию на четырёхкратный сдвиг, масса каждого внешнего элемента будет сообщать свободное резонансное колебание резиновой многослойной конструкции, к которой элемент прикреплён. В случае использования подобного образца это создаёт серьёзные осложнения при регулировании верхнего крепления в соответствии с требуемыми рабочими частотами. Кроме того, в образцах, подвергаемых испытанию на четырёхкратный сдвиг, жёсткость внешних элементов должна быть высокой во избежание их изгиба, т.к. эластомерные элементы могут приобрести клиновидную форму.



Рисунок X2.3 - Образцы для испытания на двойной (четырёхкратный) сдвиг в условиях изменения их толщины

# X3. Образцы для испытания на кручение -Уравнения и описание образцов

#### Х3.1 Прямоугольное поперечное сечение

Х3.1.1 Уравнения для прямоугольного бруса длиной L и с размерами поперечного сечения а и b, перекрученного вокруг продольной оси под динамическим углом  $\theta$  и оказывающего сопротивление динамическому крутящему моменту S\*, имеют вид:

$$G^* = \frac{S^*}{\theta} \times \frac{16L}{ab^3 \left[\frac{16}{3} - 3.36\frac{b}{a}\left(1 - \frac{b^4}{12a^4}\right)\right]}$$
(X3.1)  
$$= \frac{(3a + 1.8b)b}{16La} \left[\frac{16}{3} - 3.36\frac{b}{a}\left(1 - \frac{b^4}{12a^4}\right)\right] \times \theta$$
(X3.2)

Х3.2 Круглое поперечное сечение



X3.2.1 Для бруса длиной L и диаметром d, перекрученного вокруг продольной оси под динамическим углом  $\theta$  и оказывающего сопротивление динамическому крутящему моменту S\* уравнение имеет вид:

$$G^* = \frac{S^*}{\theta} \times \frac{32L}{\pi d^4} \tag{X3.3}$$

$$\epsilon_{s_{max}} = \frac{d}{2L} \times \theta \tag{X3.4}$$

Образцы с прямоугольными и круглыми поперечными сечениями показаны на Рисунке 12.

# X4. Образцы для испытания на сжатие/растяжение -Уравнения и описание образцов

#### Х4.1 Модуль при сжатии/растяжении

X4.1.1 Модуль определяют как частное от деления напряжения на растяжение. Для образцов, подвергаемых испытанию на сжатие/растяжение, напряжение определяют путём деления прилагаемой силы на площадь контакта. Растяжение определяют путём деления изменения толщины на исходную толщину. Силу прилагают перпендикулярно площади контакта. Взаимозаменяемые термины «сжатие», «растяжение» и «удлинение» используют для описания модуля, определяемого данным методом.

$$Modyль = \frac{Hanpяжение}{Pacmяжение} = E,$$
 (X4.1)

где:

$$Hanpяжение = \frac{Cuлa}{\Pi лощадь} = \frac{F}{A}$$
(X4.2)

Растяжение = 
$$\frac{Деформация}{Tолщина} = \frac{x}{L}$$
 (X4.3)

Выполнив подстановку и преобразование, получают:

$$E = \frac{FL}{Ax} = \frac{F}{x} \frac{L}{A}$$
(X4.4)

Приняв F/х за жёсткость K и подставив K вместо F/х в уравнение, получают:

$$E = K \times \frac{L}{A} \tag{X4.5}$$

Как и в случае с образцами для испытания на сдвиг (Приложение X2), это общие уравнения, применимые к образцам любой формы, предназначенным для испытания при сжатии/растяжении,.

# ASTM D5992-96 (2011)

X4.2. На Рисунке X4.1 показаны круглый, квадратный и прямоугольный образцы, по существу, в форме «пуговицы».

X4.2.1 Уравнение для образца в форме цилиндра диаметром d:

$$E = K \times \frac{L}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)} = K \times \frac{4L}{\pi d^2}$$
(X4.6)

Для образца с квадратным поперечным сечением при ширине а:

$$E = K \times \frac{L}{a^2} \tag{X4.7}$$

Для образца с прямоугольным поперечным сечением с размерами а и b:

$$E = K \times \frac{L}{ab},\tag{X4.8}$$

где: Е – модуль упругости при сжатии или растяжении;

*F* – сила;

*х* – деформация;

А – площадь контакта на одной поверхности (допускаются равные поверхности);

*L* – исходная толщина эластомера;

*а* – ширина одной стороны, если образец квадратный, или первой стороны, если образец прямоугольный;

*b* – ширина второй стороны, если образец прямоугольный;

*d* – диаметр круглого образца.



Рисунок X4.1 - Круглый, квадратный и прямоугольный образцы для испытаний на сжатие и растяжение

X4.2.2 Все три уравнения имеют такой же вид, как и уравнения для образцов, испытуемых на двойной сдвиг, но в случае образцов для испытания на двойной сдвиг все величины удвоены:  $2a^2$ , 2ab и  $2\pi d^2/4$ , т.к. испытуемая структура имеет две зоны крепления. В образцах, испытываемых на сжатие/растяжение, существует только одна зона контакта.

X4.3 Размеры круглых образцов, указанные в некоторых обычно используемых стандартах, приведены в Таблице X4.1.



Стандарт	L	d	$4L/\pi d^2$
Метод испытания D 945 (Yerzley)	12,5мм 0,50 дюйма	19,5мм 0,75 дюйма	0,041855мм <sup>-1</sup> 1,3177 дюйма <sup>-1</sup>
DIN 53 513	10,0мм	10,0мм	0,12732мм <sup>-1</sup>

Примечание 1 - В стандарте ISO 2856 даны только размеры квадратного образца: a = 2L; d = L.

# X5. Свободные резонансные колебания - Уравнения для логарифмического декремента и жёсткости

#### Х5.1 Уравнения для логарифмического декремента и жёсткости

X5.1.1 Данное Приложение имеет отношение к введению (пункт 8.3) и содержит указания и уравнения для выполнения испытания.

Х5.1.2 Логарифмический декремент Δ с классической точки зрения представляет собой натуральный логарифм амплитуд двух последовательных пиков с одинаковым знаком в затухающей волне. Рисунок Х5.1 иллюстрирует, как получить требуемые данные по типичной волне. Используют любые два последовательные пика. Они могут быть положительные или отрицательные. Используя полученные данные, вычисляют Δ по уравнению Х5.1:

$$\Delta = \ln \frac{a_1}{a_2} \tag{X5.1}$$

X5.1.3 Поскольку трудно установить реперную линию с нулевой амплитудой, Δ легче определить по альтернативной формуле, используя полный размах колебаний. Также допустимо наличие более одного цикла между двумя измерениями. Используя данные полного размаха, приведённые на Рисунке X5.2, вычисляют Δ по уравнению X5.2:

$$\Delta = \frac{l}{k} \ln \frac{a_n}{a_{n+k}}$$
(X5.2)

Символы имеют значения, показанные на Рисунке X5.2.

X5.1.4 Логарифмический декремент может быть преобразован в коэффициент потерь или угол потерь при использовании приближённо выраженных зависимостей:

$$\tan \delta = \frac{\Delta}{\pi}$$
(X5.3)  
$$\delta = \arctan\left(\frac{\Delta}{\pi}\right)$$
(X5.4)



Для показанных волн  $\Delta = 0,31$ , tan $\delta = 0,10$  и фазовый угол  $\delta = 5,7$  градусов.

Х5.1.5 По уравнениям Х5.5 и Х5.6 выводят выражение для определения упругого сопротивления деформации **К'** на основе периода **Р** и закреплённой массы **М** (Рисунок Х5.3). Х5.1.5.1 Начинают с уравнения для демпфированной собственной частоты:

$$f_n = \frac{1}{P} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K'}{M}}$$
 (X5.5)

Выполняют перестановку и решение для К':

$$K' = \frac{4\pi^2 M}{P^2} = 4\pi^2 f_n^2 M$$
(X5.6)

X5.1.6 В случае испытания на кручение по уравнениям X5.7 и X5.8 выводят выражение для определения упругого сопротивления деформации при кручении **R**' на основе периода **P** и массового момента инерции **I**.

$$f_n = \frac{1}{P} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{R'}{I}}$$
 (X5.7)

Выполняют перестановку и решение для R':

$$R' = \frac{4\pi^2 I}{P^2} = 4\pi^2 f_n^2 I$$
(X5.8)

Х5.1.7 Применимые единицы измерения для уравнений Х5.5, Х5.6, Х5.7 и Х5.8 даны в таблице Х5.1.

	Таблица Х	5.1 - Единици	ы измерения	для уравно	ений X5.5 - X5.8
--	-----------	---------------	-------------	------------	------------------

Обозначение	Физическая величина	Единицы СИ	Английские
			единицы
			измерения
$\mathbf{f}$	Частота	герц	герц
Р	Период	секунда	секунда
K′	Упругое сопротивление деформации при сдвиге	ньютон/м	фунт/дюйм
Μ	Macca	КГ	
W	Macca		фунт
g	Ускорение силы тяжести	м/ceк <sup>2</sup>	дюйм/сек <sup>2</sup>
R	Упругое сопротивление деформации при кручении	Н•м/радиан	фунт-сила · дюйм/ радиан
Ι	Массовый момент инерции	ĸг·м <sup>2</sup>	$\phi$ унт · дюйм · сек <sup>2</sup>





Рисунок X5.1 - Данные, полученные по одной амплитуде при использовании последовательных пиков



Рисунок Х5.2 - Данные, полученные по полному размаху при использовании пиков, разделённых несколькими циклами



Рисунок Х5.3 - Определение периода по затухающей волне

# АSTM D5992-96 (2011) Х6. Определение коэффициента потерь и упругого сопротивления деформации по кривым коэффициента передачи (воздействия)

Х6.1 Введение

X6.1.1 В параграфе 8.4 описано вынужденное резонансное колебание и его ограничения при измерении коэффициента потерь и упругого сопротивления деформации, а отсюда модуля упругости. В данном приложении дано подробное описание определения этих значений по кривой коэффициента передачи (воздействия). Рассмотрены гистерезисная и вязкая модели демпфирования. Для вязкой модели демпфирования характерна полная теоретическая завершённость и редкая возможность использования вязкого демпфера с эластомерной пружиной.

Х6.2 Данные

X6.2.1 В экспериментах, связанных с вынужденными резонансными колебаниями, получают кривую коэффициента передачи, как результат испытания. Чтобы определить по кривой коэффициента передачи значение демпфирования и упругое сопротивление при деформации, нужно знать следующее:

X6.2.1.1 Коэффициент передачи (относительный или абсолютный), иллюстрируемый на графике.

Х6.2.1.2 Проводилось ли испытание при постоянной амплитуде. Испытание могло быть проведено при постоянной скорости или ускорении.

X6.2.1.3 Представлены ли входные и выходные результаты в виде одной амплитуды или удвоенной амплитуды. Амплитуды колебания часто даются как размах (удвоенная амплитуда), в то время как скорость и ускорение обычно отображаются в виде одного пика (одна амплитуда).

X6.2.1.4 Принятую модель демпфирования (гистерезисная или вязкая).

X6.2.2 Ответы на вопросы X6.2.1.1 - X6.2.1.3 должны быть известны, если нужно определить деформацию поперёк образца и, отсюда, растяжение эластомера. В нижеприведённом описании сделано допущение, что испытание проводили при постоянной табличной амплитуде (ответ на вопрос X6.2.1.2).

Х6.3 Определение типа модели

Х6.3.1 Исследователь должен установить, какая модель лучше описывает испытываемый материал. Для большинства резиновых смесей больше подходит гистерезисная модель. Оценку модели лучше выполнять при экспериментальной частоте, намного превышающей резонансную частоту. Если есть возможность, то экспериментальная частота должна быть выше резонансной частоты в 100 раз. По наклону кривой абсолютного коэффициента передачи (воздействия) можно получить требуемые данные. Если наклон составляет 12 децибел/октаву, демпфирование соответствует гистерезисной модели. Наклон 6 децибел/октаву свидетельствует, что демпфирование протекает согласно вязкой модели. Фактически наклон не равен точно 6 и 12 децибелам/октаву, но близок к этим значениям. Наклоны показаны на Рисунке 6.

Х6.4 Измерение величины демпфирования

X6.4.1 Как правило, чем выше демпфирование, тем ниже величина максимального коэффициента передачи (T<sub>max</sub>). Для небольшого демпфирования существуют следующие приближённые зависимости:

$$\eta = 1/T_{max} \tag{X6.1}$$

$$\varsigma = 1/(2T_{max}) \tag{X6.2}$$

Ни одна из этих зависимостей не достоверна для значительного демпфирования. На Рисунках X6.1 и X6.2  $\eta$  и  $\varsigma$  нанесены на график в зависимости от величины, обратной  $T_{max}$ . Очевидно, что зависимости не линейные.



Х6.4.2 Для оценки демпфирования при использовании кривой для соответствующей модели, нужно установить T<sub>max</sub> по кривой коэффициента передачи, вычислить величину, обратную T<sub>max</sub> определить значения **η** или **с** по кривой.

X6.4.3 Кривые показывают, что в случае гистерезисной модели T<sub>max</sub> имеет одинаковую величину при относительном и абсолютном коэффициентах передачи воздействия. Для вязкой модели характерны разные значения T<sub>max</sub>, определённые по кривым относительного и абсолютного коэффициента передачи воздействия.

#### Х6.5 Определение недемпфированной собственной частоты

Х6.5.1 Эксперименты, связанные с оценкой коэффициента передачи воздействия, позволяют определить величину  $T_{max}$ , частоту, при которой достигается  $T_{max}$ , и принять решение относительно модели демпфирования. По Рисунку Х6.4 определяли значения **η** или **с**, используя кривую на Рисунках Х6.1 или Х6.2. Чтобы вычислить упругое сопротивление деформации образца, необходимо, прежде всего, определить недемпфированную собственную частоту  $f_n$ .

Х6.5.2 На Рисунках Х6.3 и Х6.4 выбирают кривую для соответствующей модели. Определяют величину  $\beta_{\text{max}}$  для значения  $\eta$  или  $\varsigma$ , установленного по Рис. Х6.4. Недемпфированную собственную частоту  $f_n$  вычисляют путём деления частоты, при которой было достигнуто  $T_{\text{max}}$  на  $\beta_{\text{max}}$ .

Х6.6 Вычисление упругого сопротивления деформации

Х6.6.1 Упругое сопротивление деформации вычисляют по уравнению Х6.4, которое выводят на основе классического уравнения для демпфированной собственной частоты:

$$f_n = \frac{l}{2\pi} \frac{K'}{M}$$
(X6.3)

Выполнив перестановку, определяют К':

$$K' = 4\pi^2 f_n^2 M \tag{X6.4}$$

# Х6.7 Частота $\beta_{max}$ – Сопоставление моделей

Х6.7.1 В случае гистерезисной модели пиковый абсолютный коэффициент передачи достигается при недемпфированной собственной частоте. Три другие максимальные коэффициента передачи получают при частотах, значения которых отличается от  $\beta = 1$ .

#### Х6.8 Фаза - Сопоставление моделей

Х6.8.1 Рисунки 5 и 7 отображают важную информацию, касающуюся фазовых углов, при которых достигается максимальный коэффициент передачи. При любой модели демпфирования максимальный абсолютный или относительный коэффициент передачи не достигается, если фазовый угол составляет 90<sup>0</sup>. Так часто упоминаемый фазовый угол 90<sup>0</sup> имеет значение только для относительной фазы. Он обусловливает недемпфированную собственную частоту при относительном коэффициенте передачи, а не абсолютном.

Х6.9 Динамическая деформация поперёк образца

X6.9.1 Измерение деформации поперёк образца может быть выполнено и прямым и косвенным методами. Прямой метод заключается в использовании датчика колебания, размещённого либо на столе, либо на закреплённой массе, причём зонд датчика соединён с другим датчиком. Могут быть использовано два датчика колебания, которые размещают на сейсмостойкой основе. Один датчик снимает показания со стола, а другой с закреплённой массы. Косвенный метод базируется на использовании акселерометров. Один акселерометр размещают на столе, а второй на закреплённой массе. Для преобразования сигналов



акселерации в колебание применяют двойное интегрирование. Двойное интегрирование выполняют осторожно, чтобы не произошло искажение сигналов, связанных с амплитудой или фазой. Двойное интегрирование не проводят, если исходные сигналы не являются синусоидальными волнами.



Рисунок X6.1 - Зависимость коэффициента потерь η от величины, обратной T<sub>max</sub>, (гистерезисная модель демпфирования)



Рисунок X6.2 - Зависимость коэффициента вязкого демпфирования с от от величины, обратной T<sub>max</sub>, (модель вязкого демпфирования)



Рисунок X6.3 - Отношение частот  $\beta_{max}$  при максимальном абсолютном и относительном коэффициенте передачи (гистерезисная модель демпфирования)



Рисунок X6.4 - Отношение частот β<sub>max</sub> при максимальном абсолютном и относительном коэффициенте передачи (вязкая модель демпфирования)

Международное Американское общество по испытаниям и материалам (ASTM International) не придерживаться какой-либо конкретной позиции в отношении законности каких-либо патентных прав, отстаиваемых в связи с каким-либо положением, упомянутым в данном стандарте. Ответственность за определение законности любых таких патентных прав, а также риска их нарушения полностью лежит на тех, кто использует настоящий стандарт.

Данный стандарт подлежит пересмотру ответственным техническим комитетом в любое время и пересматривается каждые пять лет; в противном случае, он утверждается заново или аннулируется. Любые комментарии будут учтены как в процессе пересмотра данного стандарта, так и в процессе составления дополнительных стандартов. Направляйте Ваши комментарии в штаб-квартиру ASTM International. Все они будут тщательно рассмотрены собранием ответственного технического комитета, на котором Вы также можете присутствовать. Если Вы считаете, что Ваши комментарии не прошли объективного рассмотрения, Вы можете поставить об этом в известность Комитет по стандартам ASTM, обратившись по адресу, указанному ниже.

Настоящий стандарт охраняется авторским правом Международного Американского общества по испытаниям и материалам (адрес: 100 Barr Harbor Drive, P0 Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States). Индивидуальные копии (одну или нескольких копий) настоящего стандарта можно заказать, обратившись в ASTM по вышеуказанному адресу, а также по телефону 610-832-9585, факсу 610-832-9555, по e-mail service@astm.org или на сайт ASTM (www.astm.org/COPYRIGHT/).