

DIN IEC 62459**DIN**

ICS 33.160.50

Einsprüche bis 2006-06-30

Entwurf**Elektroakustische Geräte –
Elektroakustische Wandler –
Dynamische Messung der Aufhängungsteile (IEC PAS 62459:2006)**

Sound system equipment –
Electroacoustical transducers –
Dynamic measurement of suspension parts (IEC PAS 62459:2006)

Equipements pour systèmes électroacoustiques –
Transducteurs électroacoustiques –
Mesurage dynamique de pièces de suspension (CEI PAS 62459:2006)

Anwendungswarnvermerk

Dieser Norm-Entwurf wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil die beabsichtigte Norm von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfes besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise als Datei per E-Mail an dke@din.de in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter www.dke.de/stellungnahme abgerufen werden;
- oder in Papierform an die DKE Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE (Hausanschrift: Stresemannallee 15, 60596 Frankfurt am Main).

Die Empfänger dieses Norm-Entwurfs werden gebeten, mit ihren Kommentaren jegliche relevante Patentrechte, die sie kennen, mitzuteilen und unterstützende Dokumentationen zur Verfügung zu stellen.

Gesamtumfang 23 Seiten

DKE Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE



Nationales Vorwort

Das internationale Dokument IEC PAS 62459:2006 „Sound system equipment – Electroacoustical transducers – Dynamic measurement of suspension parts“ (CD, en: Committee Draft) ist unverändert in diesen Norm-Entwurf übernommen worden. Dieser Norm-Entwurf enthält eine noch nicht autorisierte deutsche Übersetzung.

Um Zweifelsfälle in der Übersetzung auszuschließen, ist die englische Originalfassung des Dokuments entsprechend der diesbezüglich durch die IEC erteilten Erlaubnis beigefügt. Die Nutzungsbedingungen für den deutschen Text des Norm-Entwurfes gelten gleichermaßen auch für den englischen IEC-Text.

Das internationale Dokument wurde vom TC 100 „Audio, video and multimedia systems and equipment“ der Internationalen Elektrotechnischen Kommission (IEC) erarbeitet und den nationalen Komitees zur Stellungnahme vorgelegt.

Die IEC und das Europäische Komitee für Elektrotechnische Normung (CENELEC) haben vereinbart, dass ein auf IEC-Ebene erarbeiteter Entwurf für eine Internationale Norm zeitgleich (parallel) bei IEC und CENELEC zur Umfrage (CDV-Stadium) und Abstimmung als FDIS (en: Final Draft International Standard) bzw. Schluss-Entwurf für eine Europäische Norm gestellt wird, um eine Beschleunigung und Straffung der Normungsarbeit zu erreichen. Dokumente, die bei CENELEC als Europäische Norm angenommen und ratifiziert werden, sind unverändert als Deutsche Normen zu übernehmen.

Da der Abstimmungszeitraum für einen FDIS bzw. Schluss-Entwurf prEN nur 2 Monate beträgt, und dann keine sachlichen Stellungnahmen mehr abgegeben werden können, sondern nur noch eine „JA/NEIN“-Entscheidung möglich ist, wobei eine „NEIN“-Entscheidung fundiert begründet werden muss, wird bereits der CD als DIN-Norm-Entwurf veröffentlicht, um die Stellungnahmen aus der Öffentlichkeit frühzeitig berücksichtigen zu können.

Für diesen Norm-Entwurf ist das nationale Arbeitsgremium UK 742.5 „Lautsprecher“ der DKE Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE (<http://www.dke.de>) zuständig.



Elektroakustische Geräte
Elektroakustische Wandler – Dynamische Messung der Aufhängungsteile

Inhalt

	Seite
Einleitung	4
1 Anwendungsbereich	5
2 Begriffe	5
3 Prüfgeräte	6
4 Prüfverfahren	7
5 Prüfergebnisse	7
Anhang A (informativ) Anleitung für die Praxis	9
Literaturhinweise	12
Bilder	
Bild 1 – Beispiel für nichtlineare Steifigkeit $K(x)$ über der Auslenkung x	8
Bild A.1 – Pneumatische Anregung des Aufhängungsteils	9
Bild A.2 – Frequenzgang der normierten Übertragungsfunktion $H(f)/H(0)$	10

Einleitung

Ein betriebsfertiger Lautsprecher ist das Ergebnis einer internationalen Arbeitsteilung. Eine entscheidende Rolle spielen die Aufhängungselemente, deren Verhalten für die Herstellung von Lautsprechern reproduzierbar sein muss. Dieses Schriftstück beschreibt Messverfahren und Parameter für die Anwendung in der Qualitätssicherung zwischen den Herstellern der Aufhängungselemente und den Herstellern der Lautsprecher.

Die niedrigste Resonanzfrequenz eines elektroakustischen Wandlers (z. B. eines Lautsprechers) hängt von der mechanischen Steifigkeit und der Masse der bewegten Teile ab. Diese Elemente umfassen die Masse der Membran oder des Konus, die Masse der Schwingspule, die Masse der Luftbelastung, die Steifigkeit der Zentrierung und die Steifigkeit des Membranrandes und, wenn anwendbar, die Steifigkeit der im Lautsprechergehäuse eingeschlossenen Luft. Während die bewegte Masse als konstant angenommen werden kann, hängt die Steifigkeit von der augenblicklichen Position x der Schwingspule, der Feuchte, der Temperatur und reversiblen und nichtreversiblen Änderungen mit der Zeit ab. Das Anfangsverhalten einer neuen Zentrierung und natürliche Alterung sind Beispiele von nichtreversiblen Prozessen. Ein reversibler Prozess ist das Nachlassen der Steifigkeit $K(x=0)$ in der Ruhelage $x=0$ nach Durchführen einer großen Auslenkung und der Erholung auf die ursprüngliche Steifigkeit $K(x=0)$ nach wenigen Sekunden. Eng verwandt ist der Kriech-Effekt und die Abhängigkeit der Steifigkeit $K(f)$ von der Frequenz einer sinusförmigen Anregung. Das viskoelastische Verhalten verursacht eine Diskrepanz zwischen der statisch und dynamisch gemessenen Steifigkeit. Die Ergebnisse dynamischer Messtechnik sind für die endgültige Anwendung von Aufhängungselementen bei Audiofrequenzen sachdienlicher.

1 Anwendungsbereich

Diese Norm gilt für die Aufhängungselemente der schwingenden Teile von elektroakustischen Wandlern (z. B. von Lautsprechern). Sie definiert die Parameter und Messverfahren zur Bestimmung der Steifigkeit der Aufhängungselemente wie Zentrierungen, Rändern (für Membranen), Membranen oder Konussen bevor sie zum Wandler zusammengebaut werden. Die Messergebnisse werden für die konstruktive Gestaltung und die Qualitätskontrolle benötigt. Darüber hinaus sind diese Messverfahren dazu bestimmt die Übereinstimmung der Messungen zwischen den Herstellern der Aufhängungsteile und den Herstellern der Lautsprecher zu verbessern.

Die Messverfahren ergeben bei einem linearen Modell die effektive Steifigkeit K_{eff} und bei einem nichtlinearen Modell die Änderung der Steifigkeit $K(x)$ als Funktion der Auslenkung x . Beide Parameter werden dynamisch durch Anregen der Aufhängung zu mechanischen Schwingungen gemessen.

2 Begriffe

Für die Anwendung dieses Schriftstückes gelten die folgenden Begriffe.

2.1

inneres Einspannmaß D_1

Durchmesser am Hals des Aufhängungselements, das durch die inneren Klemmteile (z. B. Konus und Topfzentrierung) eingespannt wird

2.2

äußeres Einspannmaß D_o

innerer Durchmesser des äußeren Randes des Aufhängungselementes, das durch die äußeren Klemmteile (z. B. oberen und unteren Klemmring) eingespannt ist

2.3

Auslenkung x

Auslenkung gemessen senkrecht zum inneren Rand der Aufhängungselemente

2.4

Antriebskraft F

Kraft, die die gesamte Wirkung von Rückstellkraft, Reibung und Massenträgheit der Aufhängungselemente und der inneren Klemmteile am Hals der Aufhängung darstellt

2.5

Übertragungsfunktion $H(f)$

als Amplitudenfrequenzgang definiertes Verhältnis

$$H(f) = \frac{|X(j\omega)|}{|F(j\omega)|} \quad (1)$$

von Auslenkungsspektrum $X(j\omega) = FT\{x(t)\}$ zu Kraftspektrum $F(j\omega) = FT\{F(t)\}$

2.6

Resonanzfrequenz f_R

Frequenz bei der die Rückstellkraft $F_K = K(x)x$ gleich der Trägheit der bewegten Masse m ist

2.7

bewegte Masse m

Masse definiert als

$$m = \delta m_s + m_c \quad (2)$$

E DIN IEC 62459:2006-05

darin ist

m_s ist die Masse der Aufhängung;

m_c ist die zusätzliche Masse der inneren Klemmteile;

δ ist der Befestigungsfaktor (mit $0 < \delta \leq 1$), der den Anteil der Aufhängung beschreibt, der zur bewegten Masse beiträgt. Ist der Faktor δ nicht bekannt, wird die bewegte Masse durch Verwendung des Gesamtgewichtes der Aufhängung ($\delta=1$) angenähert. Dabei muss sichergestellt sein, dass die Masse m_c der inneren Klemmteile gegenüber der Masse der Aufhängung groß ist ($m_c \gg m_s$).

2.8

effektive Steifigkeit K_{eff}

Steifigkeit, definiert als

$$K_{\text{eff}}(X_{\text{peak}}) = (2\pi f_R)^2 m \quad (3)$$

beschreibt die konservativen Eigenschaften der Aufhängungselemente, die im Zusammenwirken mit der bewegten Masse bei der Resonanzfrequenz f_R Schwingungen ausführen

2.9

nichtlineare Steifigkeit $K(x)$

beschreibt die Abhängigkeit der Steifigkeit von der Schwingpulenauslenkung x während bei der Resonanzfrequenz f_R Schwingungen ausgeführt werden

2.10

Güte Q

berechnet als das Verhältnis

$$Q = \frac{H(f_R)}{H(f_0)} \quad (4)$$

d. h. Größe der Übertragungsfunktion $H(f_R)$ bei der Resonanzfrequenz f_R zu der Größe der Übertragungsfunktion $H(f_0)$ bei sehr tiefen Frequenzen f_0 (mit $f_0 \ll f_r$). Wenn die Güte ausreichend hoch ist ($Q > 2$) hat die Übertragungsfunktion $H(f_R)$ ein deutliches Maximum (Spitze) bei der Resonanzfrequenz f_R .

2.11

Spitzenauslenkung X_{peak}

Spitzenwert der Auslenkung, der während der Messung bei der Resonanzfrequenz auftritt f_R

3 Prüfgeräte

Für die Prüfungen werden folgende Geräte benötigt:

- Sinusgenerator und Frequenzzähler;
- Einrichtung zur Anregung des Aufhängungselementes (z. B. pneumatisch);
- äußere Klemmteile (z. B. ein Paar zusammenpassender Haltringe);
- innere Klemmteile (z. B. ein Konus und eine Topfzentrierung);
- Einrichtung zur Bestimmung von Auslenkung und Kraft am Aufhängungselement zum Durchführen einer direkten (mechanischen) oder indirekten (elektrischen) Messung.

4 Prüfverfahren

Sowohl die effektive Steifigkeit K_{eff} als auch die von der Auslenkung abhängige Steifigkeit $K(x)$ des Aufhängungselementes werden dynamisch in folgenden Stufen gemessen:

- a) Der Hals der Aufhängung wird mit Hilfe der inneren Klemnteile (z. B. Konus und Topfzentrierung) am inneren Einspannmaß D_i eingespannt.
- b) Die Gesamtmasse der Aufhängung + innerer Halteteile wird mit einer Präzisionswaage gemessen.
- c) Der äußere Rand des Aufhängungselementes wird mit Hilfe des oberen und unteren Klemmrings am äußeren Einspannmaß D_o eingespannt. Die Topfzentrierung wird an der Oberseite und der Konus an der Unterseite festgeklemmt. Es wird empfohlen, die obere Seite der Aufhängungselemente, die zur positiven Auslenkung zeigt, zu kennzeichnen.
- d) Das Aufhängungselement wird unter Verwendung einer den Frequenzbereich von $f_s = 0,8f_R$ bis $f_s = 1,2f_R$ durchlaufenden Sinusschwingung angeregt (z. B. pneumatisch). Während des Durchlaufes werden die Auslenkung $x(t)$ und die Gesamt-Antriebskraft $F(t)$ am Aufhängungselement über der Zeit gemessen. Die Messung der Antriebskraft $F(t)$ darf unter bestimmten Bedingungen (siehe Abschnitt A.4) ausgelassen werden.
- e) Die Übertragungsfunktion $H(f) = X(f)/F(f)$ wird aus dem FFT-Auslenkungsspektrum $X(f) = FT\{x(t)\}$ und dem Kraftspektrum $F(f) = FT\{F(t)\}$ berechnet.
- f) Der Verlustfaktor Q wird unter Anwendung der Gleichung (4) bestimmt. Wenn der Verlustfaktor $Q > 2$, ist die Resonanzfrequenz f_R gleich der Frequenz bei der die Übertragungsfunktion $H(f)$ ein Maximum hat.
- g) Die effektive Steifigkeit K_{eff} wird mit Hilfe der für die Spitzenauslenkung $X_{\text{peak}} = X(f_R)$ bei der Resonanzfrequenz f_R gültigen Gleichung (3) berechnet.
- h) Wahlweise kann die nichtlineare Steifigkeit $K(x)$ aufgrund des gemessenen Auslenkungs/Zeit-Signals $x(t)$ und der Kraft $F(t)$ unter Verwendung einer Technik zur Erkennung nichtlinearer Systeme [3]¹⁾ gemessen werden.

5 Prüfergebnisse

Die effektive Steifigkeit $K_{\text{eff}}(X_{\text{peak}})$ muss zusammen mit der Spitzen-Auslenkung X_{peak} angegeben werden, sie ist

$$K_{\text{eff}} = 0,4 \text{ Nmm}^{-1} @ X_{\text{peak}} = 17 \text{ mm}$$

Der Klemm-Faktor muss ebenfalls angegeben werden; andernfalls wird der Vorgabewert $\delta = 1$ benutzt. Es wird dringend empfohlen das innere Einspannmaß D_i und das äußere Einspannmaß D_o und die Geometrie der benutzten inneren Klemnteile anzugeben.

Die nichtlineare Steifigkeit $K(x)$ kann vorzugsweise als Kurve in einer Grafik (wie in Bild 1 gezeigt) mit der Steifigkeit $K(x)$ über der Auslenkung x angegeben werden. Positive Auslenkung x entspricht einer Auslenkung der Aufhängung zu der Seite an der die Topfzentrierung eingespannt ist.

¹⁾ Nummern in eckigen Klammern beziehen sich auf die Literaturhinweise.

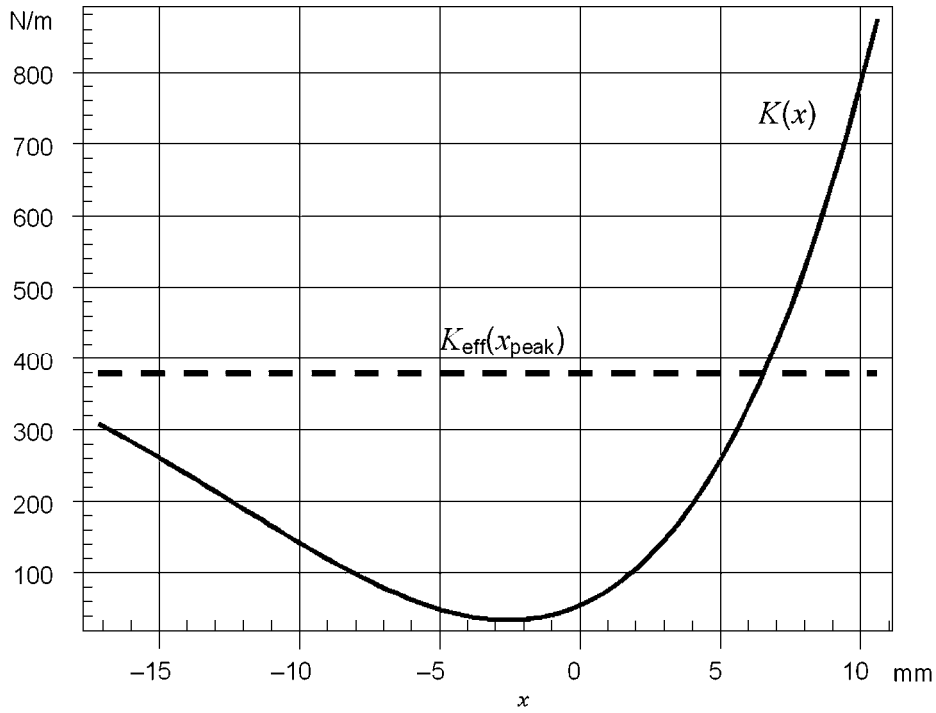


Bild 1 – Beispiel für nichtlineare Steifigkeit $K(x)$ über der Auslenkung x

Alternativ kann die nichtlineare Steifigkeit $K(x)$ durch Darstellung des Koeffizienten k_i einer Potenzreihen-Entwicklung

$$K(x) = \sum_{i=0}^N k_i x^i \quad (5)$$

und der Spitzen-Auslenkung x_{peak} angegeben werden.

Anhang A (informativ)

Anleitung für die Praxis

A.1 Einspannen des Aufhängungselementes

Das Aufhängungselement sollte während der dynamischen Prüfung in gleicher Weise befestigt werden wie im endgültigen Lautsprecher. In manchen Fällen kann es zweckmäßig sein, Kleber und Original-Lautsprecherteile (Schwingspulenkörper, Lautsprecherkorb) für die Befestigung zu verwenden. Zum Vergleichen von Mustern und für aufzubewahrende Belegmuster und zur Vereinfachung der Kommunikation zwischen Hersteller und Kunde sollten jedoch zerstörungsfreie Prüfungen bevorzugt werden. Da das Herstellen von Spezial-Klemmteilen, die zur speziellen Geometrie der Aufhängungselemente passen, Kosten und Zeit erfordern, darf ein universelles Klemmsystem bevorzugt werden, das aus einer Mindestzahl von Basiselementen (z. B. Ringen, Topfzentrierungen und Konen) besteht.

Die bewegte Masse m ist von der Masse der bewegten Teile der Aufhängung, der Luftbelastung und der Masse der inneren Klemmteile abhängig. Wenn die Masse der inneren Klemmteile deutlich größer ist als die Masse des Aufhängungselementes, kann die Gesamtmasse m durch das Gesamtgewicht aus Aufhängungselement zusammen mit den inneren Klemmteilen ($\delta=1$) angenähert werden. Hierbei kann die Masse der eingespannten Bereiche an dem äußeren Rand der Aufhängung und der Einfluss der Luftbelastung vernachlässigt werden.

Der Betrieb des Aufhängungselementes in vertikaler Position ist aufgrund der zusätzlichen Masse der inneren Befestigungsteile nicht nur zwingend erforderlich, sondern auch für größere Konen, bei denen das Gewicht des Konusmaterials selbst bei der Auslenkung einen signifikanten Offset mit einem höheren Wert für die Steifigkeit ergibt, gegenüber der Messung in horizontaler Position entscheidend. Für die inneren Befestigungsteile darf zum Vermeiden von exzentrischer Deformierung oder Kippen der Aufhängung und zum Unterdrücken anderer Arten von Schwingungen eine zusätzliche Führung benutzt werden.

A.2 Anregung

Es wird eine pneumatische Anregung des Aufhängungselementes empfohlen, die, wie in Bild A.1 gezeigt, unter Verwendung eines großen in einem Prüfgehäuse eingebauten Lautsprechers realisiert werden kann.

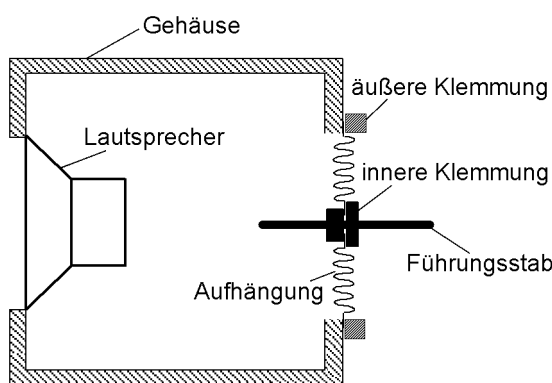


Bild A.1 – Pneumatische Anregung des Aufhängungsteils

Diese Technik ermöglicht eine dynamische Messung der Schwingungen des Aufhängungselementes bei tiefen Frequenzen ($10 \text{ Hz} < f < 30 \text{ Hz}$). Dadurch können viskoelastische Effekte der Aufhängung in nahezu der gleichen Art geprüft werden wie in dem endgültigen Wandler.

A.3 Messung

Für die Messung der Auslenkung x des Aufhängungselementes wird ein optisches Verfahren (z. B. Laser-Triangulation) empfohlen.

Wenn der Lautsprecher pneumatisch angeregt wird, kann die Antriebskraft $F(t)$ aus dem im Inneren des Gehäuses gemessenen Schalldruck $p(t)$ errechnet werden.

A.4 Ermitteln der Resonanzfrequenz

Die Übertragungsfunktion $H(f)=X(f)/F(f)$ wird aus der Fouriertransformierten Auslenkung und Kraft errechnet.

Wenn die Reibung der Führung der inneren Klemmteile gering ist, ist die mechanische Güte relativ hoch. ($Q > 2$), was, wie in Bild A.2 gezeigt, eine deutliche Spitze in der Übertragungsfunktion $H(f)$ erzeugt.

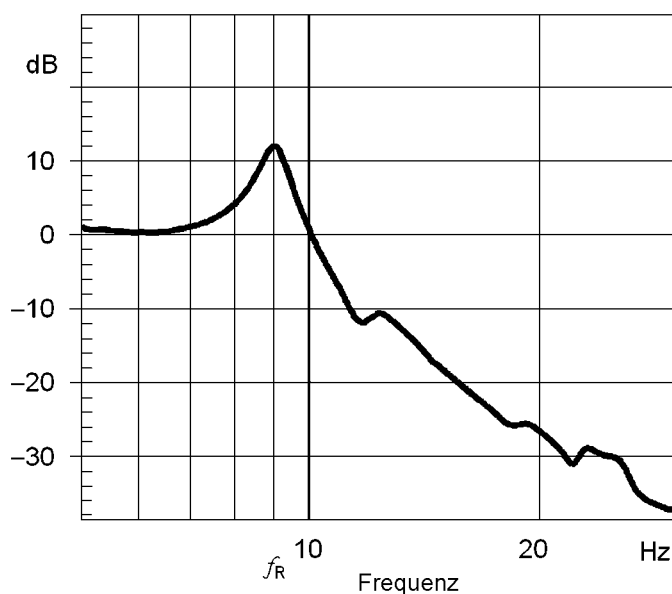


Bild A.2 – Frequenzgang der normierten Übertragungsfunktion $H(f)/H(0)$

Das für die pneumatische Anregung verwendete Prüfgehäuse hat ein großes Volumen, und die akustische Nachgiebigkeit C_{ab} der eingeschlossenen Luft ist viel größer als die äquivalente akustische Nachgiebigkeit des zu prüfenden Aufhängungselementes, die Antriebskraft $F(j\omega)$ bleibt fast konstant, und die Übertragungsfunktion $H(f) \approx |X(j\omega)|$ kann durch den Amplitudenfrequenzgang der gemessenen Auslenkung angenähert werden. Deshalb kann die Messung des Schalldruckes für Zentriermembranen und Konusse mit ausreichend kleinem Durchmesser, die in großen Gehäusen betrieben werden, ($D_0 < 200$ mm bei 100 Liter Luftvolumen) weggelassen werden.

A.5 Interpretation von K_{eff}

Die effektive Steifigkeit $K_{eff}(X_{peak})$ oder Nachgiebigkeit $C_{eff}(X_{peak})$ sind in dem benutzten durch den Spitzenwert X_{peak} definierten Arbeitsbereich integrale Faktoren der entsprechenden nichtlinearen Parameter $K(x)$ und $C(x)$. Die effektiven Parameter beziehen sich direkt auf die Resonanzfrequenz und können mit geringstem Geräteaufwand gemessen werden. Der effektive Parameter kann jedoch nur verglichen werden, wenn die Messungen bei derselben Spitzenauslenkung X_{peak} durchgeführt wurde.

A.6 Interpretation von $K(x)$

Die nichtlineare Steifigkeit $K(x)$ oder Nachgiebigkeit $C(x)$ lässt den Grund der durch die Aufhängung erzeugten nichtlinearen Signalverzerrungen erkennen. Dieser Parameter zusammen mit Parametern des Antriebes wie der Kraftfaktor $Bl(x)$ und die Induktivität $L(x)$ sind die Grundlage für numerische Voraussagen des Verhaltens des Lautsprechers bei großen Amplituden. Auf diese Art können das maximale Ausgangssignal und die Erzeugung von Harmonischen und Intermodulationsverzerrungen nachgebildet werden. Zum Beispiel erzeugt ein symmetrisches Ansteigen der Steifigkeit $K(x)$ in Abhängigkeit von positiven und negativen Auslenkungen Verzerrungen dritter Ordnung und höherer ungeradzahligter Ordnung. Ein symmetrisches Ansteigen der Steifigkeit ist bis zu einem gewissen Grad wünschenswert, weil es die maximale Auslenkung begrenzt und einen natürlichen Schutz der Schwingspule gegen Anschläge an der rückwärtigen Platte des Magneten ergibt. Asymmetrien sollten immer vermieden werden. Sie erzeugen nicht nur Verzerrungen zweiter und höherer Ordnung sondern auch eine Gleichstrom-Auslenkung mit einem dynamischen Verschieben aus der optimalen Ruhelage und verursachen instabiles Verhalten.

Literaturhinweise

- [1] Knudsen MH. and Jensen JG., „*Low-Frequency Loudspeaker Models that include Suspension Creep*“, J. Audio Eng. Soc., vol. 41, p. 3-18, Jan./Feb. 1993.
- [2] Klippel W., Seidel U., „*Fast and Accurate Measurement of Linear Transducer Parameters*“, presented at the 110th Convention of the Audio Engineering Society, Amsterdam, 12-15 May 2001, preprint 5308, J. Audio Eng. Society, Vol. 49, No. 6, p. 256, June 2001.
- [3] Klippel W., „*Dynamical Measurement of Loudspeaker Suspension Parts0147*“, presented at the 117th Convention of the Audio Engineering Society, San Francisco, 28-31 October 2004.

CONTENTS

FOREWORD.....	3
INTRODUCTION.....	5
1 Scope	6
2 Terms and definitions.....	6
3 Test equipment.....	7
4 Test method	8
5 Test result	8
Annex A (informative) Code of practice	10
Bibliography	13

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

**SOUND SYSTEM EQUIPMENT –
Electroacoustical transducers –
Dynamic measurement of suspension parts**

FOREWORD

- 1) The International Electrotechnical Commission (IEC) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of IEC is to promote international co-operation on all questions concerning standardization in the electrical and electronic fields. To this end and in addition to other activities, IEC publishes International Standards, Technical Specifications, Technical Reports, Publicly Available Specifications (PAS) and Guides (hereafter referred to as "IEC Publication(s)"). Their preparation is entrusted to technical committees; any IEC National Committee interested in the subject dealt with may participate in this preparatory work. International, governmental and non-governmental organizations liaising with the IEC also participate in this preparation. IEC collaborates closely with the International Organization for Standardization (ISO) in accordance with conditions determined by agreement between the two organizations.
- 2) The formal decisions or agreements of IEC on technical matters express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the relevant subjects since each technical committee has representation from all interested IEC National Committees.
- 3) IEC Publications have the form of recommendations for international use and are accepted by IEC National Committees in that sense. While all reasonable efforts are made to ensure that the technical content of IEC Publications is accurate, IEC cannot be held responsible for the way in which they are used or for any misinterpretation by any end user.
- 4) In order to promote international uniformity, IEC National Committees undertake to apply IEC Publications transparently to the maximum extent possible in their national and regional publications. Any divergence between any IEC Publication and the corresponding national or regional publication shall be clearly indicated in the latter.
- 5) IEC provides no marking procedure to indicate its approval and cannot be rendered responsible for any equipment declared to be in conformity with an IEC Publication.
- 6) All users should ensure that they have the latest edition of this publication.
- 7) No liability shall attach to IEC or its directors, employees, servants or agents including individual experts and members of its technical committees and IEC National Committees for any personal injury, property damage or other damage of any nature whatsoever, whether direct or indirect, or for costs (including legal fees) and expenses arising out of the publication, use of, or reliance upon, this IEC Publication or any other IEC Publications.
- 8) Attention is drawn to the Normative references cited in this publication. Use of the referenced publications is indispensable for the correct application of this publication.
- 9) Attention is drawn to the possibility that some of the elements of this IEC Publication may be the subject of patent rights. IEC shall not be held responsible for identifying any or all such patent rights.

A PAS is a technical specification not fulfilling the requirements for a standard but made available to the public.

IEC-PAS 62459 has been processed by IEC technical committee 100: Audio, video and multimedia systems and equipment.

The text of this PAS is based on the following document:

This PAS was approved for publication by the P-members of the committee concerned as indicated in the following document

Draft PAS	Report on voting
100/999/NP	100/1059/RVN

Following publication of this PAS, which is a pre-standard publication, the technical committee or subcommittee concerned will transform it into an International Standard.

This PAS shall remain valid for an initial maximum period of three years starting from 2006-02. The validity may be extended for a single three-year period, following which it shall be revised to become another type of normative document or shall be withdrawn.

INTRODUCTION

A ready-to-use loudspeaker is the result of international division of labour. An important role is played by the suspension parts which must have reproducible behaviour for the manufacturing of equipment. This document gives a measurement method and parameters for the quality-assurance applications by suspension-part manufacturers and loudspeaker manufacturers.

The lowest resonance frequency of an electroacoustical transducer (for example, a loudspeaker) depends on the mechanical stiffness and the mass of the moving components. These elements include the mass of the diaphragm or cone, the mass of the voice coil, the mass of the air load, the stiffness of the spider and the stiffness of the surround and, if applicable, the stiffness of the air in the loudspeaker enclosure. Whereas the moving mass may be assumed as constant, the stiffness depends on the instantaneous voice coil position x , humidity, temperature and reversible and non-reversible changes versus time. The break-in effect of a new spider and natural ageing are examples of non-reversible processes. A reversible process is the reduction of the stiffness, $K(x = 0)$, at the rest position, $x = 0$, after performing a large excursion and the restoration of the original stiffness at $K(x = 0)$ after a few seconds. Closely related is the creep effect and the dependency of the stiffness, $K(f)$, on the frequency of a sinusoidal stimulus. The visco-elastic behaviour causes a discrepancy between the stiffness measured statically and dynamically. The results of a dynamic measurement technique are more relevant for the final application of suspension parts at audio frequencies.

**SOUND SYSTEM EQUIPMENT –
Electroacoustical transducers –
Dynamic measurement of suspension parts**

1 Scope

This PAS applies to the suspension parts of electroacoustical transducers (for example, loudspeakers). It defines the parameters and measurement method to determine the stiffness of suspension parts like spiders, surrounds, diaphragms or cones before being assembled in the transducer. The measurement results are needed for engineering design purposes and for quality control. Furthermore, this method is intended to improve the correlation of measurements between suspension-part manufacturers and loudspeaker manufacturers.

The measurement method provides the effective stiffness, K_{eff} , based on a linear model and the variation of the stiffness, $K(x)$, versus displacement x using a non-linear model. Both parameters are measured dynamically by exciting the suspension part to mechanical vibrations.

2 Terms and definitions

For the purposes of this document, the following terms and definitions apply.

2.1

inner clamp dimension, D_I

diameter at the neck of the suspension part which is clamped by inner clamping parts (for example, cone and cup)

2.2

outer clamp dimension, D_o

inner diameter of the outer rim of the suspension part which is clamped by the outer clamping parts (for example, the upper and lower clamping rings)

2.3

displacement, x

displacement measured in the perpendicular direction at the inner rim of the suspension part

2.4

driving force, F

force representing the total effect of the restoring force, friction and inertia of both the suspension part and the inner clamping parts at the neck of the suspension

2.5

transfer function, $H(f)$

function defined as the amplitude response

$$H(f) = \frac{|X(j\omega)|}{|F(j\omega)|} \quad (1)$$

between the displacement spectrum $X(j\omega) = FT\{x(t)\}$ and the force spectrum $F(j\omega) = FT\{F(t)\}$

2.6

resonance frequency, f_R

frequency at which the restoring force, $F_K = K(x)x$, equals the inertia at the moving mass, m

2.7

moving mass m
mass defined as

$$m = \delta m_s + m_c \quad (2)$$

where

m_s is the mass of the suspension part;

m_c is the additional mass of the inner clamping parts;

δ is the clamping factor (with $0 < \delta \leq 1$) describing the fraction of the suspension which contributes to the moving mass. If factor δ is not known, the moving mass is approximated by using the total weight of the suspension part ($\delta = 1$) and ensuring that the mass, m_c , of the inner clamping part dominates the moving mass, m ($m_c \gg m_s$)

2.8

effective stiffness, K_{eff}
stiffness defined as

$$K_{\text{eff}}(X_{\text{peak}}) = (2\pi f_R)^2 m \quad (3)$$

describing the conservative properties of the suspension part performing a vibration at the resonance frequency, f_R , using the moving mass, m

2.9

non-linear stiffness, $K(x)$

stiffness describing the dependency of the stiffness on voice coil displacement, x , while performing a vibration at the resonance frequency, f_R

2.10

loss factor, Q

factor estimated as the ratio

$$Q = \frac{H(f_R)}{H(f_0)} \quad (4)$$

between the magnitude of the transfer function, $H(f_R)$, at resonance frequency, f_R , and the magnitude of the transfer function, $H(f_0)$, at very low frequencies, f_0 (with $f_0 \ll f_r$). If the losses are sufficiently high ($Q > 2$), the transfer function, $H(f)$, has a distinct maximum (peak) at the resonance frequency, f_R

2.11

peak displacement, X_{peak}

peak value of the displacement occurring during the measurement at the resonance frequency, f_R

3 Test equipment

The essential elements of the test equipment needed are as follows:

- a sine wave generator and frequency counter;
- means for exciting the suspension part (for example, pneumatically);
- outer clamping parts (for example, a pair of matched clamping rings);
- inner clamping parts (for example, a cone and a cup);

- means for determining the displacement and force at the suspension part by performing a direct (mechanical) or indirect (acoustical) measurement.

4 Test method

Both the effective stiffness, K_{eff} , and the displacement varying stiffness, $K(x)$, of the suspension part are measured dynamically by performing the following steps.

- a) The neck of the suspension part is clamped at the inner dimension, D_i , by using inner clamping parts (for example, a cup and a cone).
- b) The total mass of the suspension + inner clamping parts is measured by using a precision weigh.
- c) The outer rim of the suspension part is clamped at the outer dimension, D_o , by using the top and bottom clamp rings. The cup is mounted on the upper side while the cone is on the lower side. It is recommended that the upper side of the suspension part which points to positive displacement be marked.
- d) The suspension part is excited (for example, pneumatically) by using a sinusoidal sweep starting at $f_s = 0,8 \cdot f_R$ and ending at frequency $f_e = 1,2 \cdot f_R$. During the sweep, the displacement, $x(t)$, and the total driving force, $F(t)$, at the suspension part are measured versus time. The measurement of the driving force, $F(t)$, may be omitted under certain conditions (see Clause A.4).
- e) The transfer function, $H(f) = X(f)/F(f)$, is calculated from the FFT displacement spectrum, $X(f) = FT\{x(t)\}$, and force spectrum, $F(f) = FT\{F(t)\}$.
- f) The loss factor, Q , is determined by using equation (4). If the loss factor $Q > 2$, the resonance frequency, f_R , equals the frequency at which the transfer function, $H(f)$, has a maximum.
- g) The effective stiffness, K_{eff} , is calculated by using equation (3), which is valid for the peak displacement, $X_{\text{peak}} = X(f_R)$, at resonance frequency, f_R .
- h) Optionally, the non-linear stiffness, $K(x)$, may be estimated from the measured displacement time signal, $x(t)$, and force, $F(t)$, by using a non-linear system identification technique [3]¹.

5 Test result

The effective stiffness, $K_{\text{eff}}(X_{\text{peak}})$, shall be reported together with the peak displacement, X_{peak} , such as

$$K_{\text{eff}} = 0,4 \text{ Nmm}^{-1} @ X_{\text{peak}} = 17 \text{ mm}$$

The clamping factor shall also be stated; if not, the default value, $\delta = 1$, is used. It is strongly recommended that the inner clamp dimension, D_i , and the outer clamp dimension, D_o , and the geometry of the inner clamping parts used be reported.

The non-linear stiffness, $K(x)$, may be reported preferably as a curve in a diagram (as shown in Figure 1) showing stiffness, $K(x)$, versus displacement, x . Positive displacement, x , corresponds with a deflection of the suspension toward the side where the cup is clamped.

¹ Figures in square brackets refer to the Bibliography.

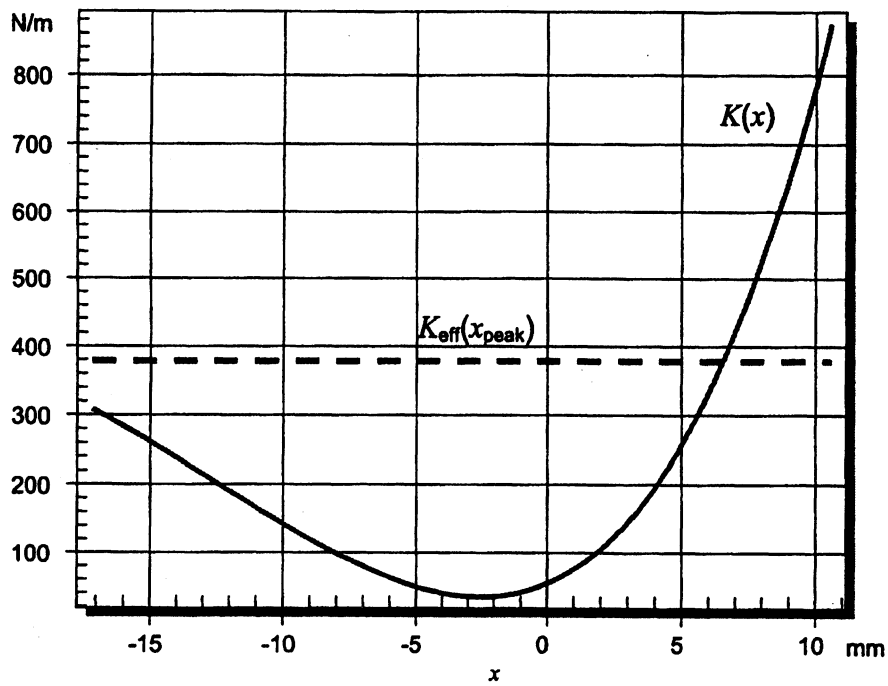


Figure 1 – Example for non-linear stiffness, $K(x)$, versus displacement, x

Alternatively, the non-linear stiffness, $K(x)$, may be reported by presenting the coefficient, k_i , of a power series expansion

$$K(x) = \sum_{i=0}^N k_i x^i \quad (5)$$

and the peak displacement, X_{peak} .

Annex A (informative)

Code of practice

A.1 Clamping of the suspension part

The suspension part should be clamped during the dynamic testing in a similar way as mounted in the final loudspeaker. In some cases, it may be convenient to use adhesive and original loudspeaker parts (voice coil former, frame) for clamping. However, non-destructive testing is preferred for comparing samples, storing reference units and for simplifying communication between manufacturer and customer. Since tooling of special clamping parts fitted to the particular geometry of the suspension is cost- and time-consuming, a more universal clamping system comprising a minimal number of basic elements (for example, rings, cups and cones) may be preferred.

The moving mass, m , depends on the mass of the moving parts of the suspension, the air load and the mass of the inner clamping parts. If the mass of the inner clamping part is much higher than the mass of the suspension, the total moving mass, m , can be approximated by the total weight of the suspension together with inner clamping parts, ($\delta = 1$). Here, the mass of the clamped areas at the outer rim of the suspension and the influence of the air load can be neglected.

The operation of the suspension part in the vertical position is not only mandatory, due to the additional mass of the inner clamping parts, but also important for larger cones where the weight of the cone material itself causes a significant offset in displacement giving a higher stiffness value if measured in the horizontal position. An additional guide for the inner clamping parts may be used to prevent eccentric deformation or tilting of the suspension and to suppress other kinds of vibration (rocking modes).

A.2 Excitation

Pneumatic excitation of the suspension part, which can be realized by using a large loudspeaker mounted in a test enclosure, as shown in Figure A.1, is recommended.

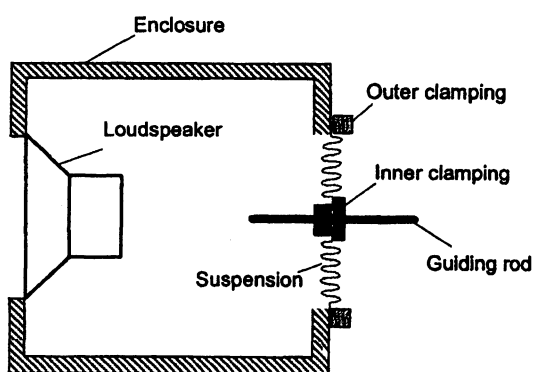


Figure A.1 – Pneumatic excitation of the suspension part

This technique allows a dynamic measurement of the suspension part vibrating at low frequencies ($10 \text{ Hz} < f < 30 \text{ Hz}$). Thus, visco-elastic effects of the suspension may be considered almost in the same way as in the final transducer.

A.3 Measurement

An optical method (for example, the laser triangulation technique) is recommended for measuring the displacement, x , of the suspension part.

If the loudspeaker is excited pneumatically, the driving force, $F(t)$, may be calculated from the sound pressure, $p(t)$, measured inside the enclosure.

A.4 Detection of the resonance frequency

The transfer function, $H(f) = X(f)/F(f)$, is calculated from the Fourier-transformed displacement and force.

If the friction of the guidance of the inner clamping parts is small, the mechanical loss factor is relatively high. ($Q > 2$), producing a distinct peak in the transfer function, $H(f)$, as shown in Figure A.2.

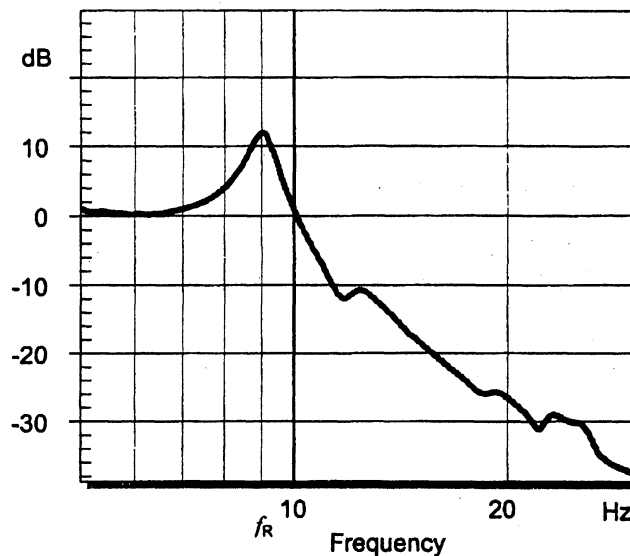


Figure A.2 – Magnitude response of the normalized transfer function, $H(f)/H(0)$, versus frequency, f

If the test enclosure used for the pneumatic excitation has a large volume and the acoustical compliance, C_{ab} , of the enclosed air is much larger than the equivalent acoustical compliance of the suspension part under test, the driving force, $F(j\omega)$, becomes almost constant and the transfer function, $H(f) \approx |X(j\omega)|$, can be approximated by the amplitude response of the measured displacement. Thus, the sound-pressure measurement may be omitted for spiders and cones with sufficiently small diameter operated in a large enclosure ($D_o < 200$ mm for 100 liter air volume).

A.5 Interpretation of K_{eff}

The effective stiffness, $K_{eff}(X_{peak})$, or compliance, $C_{eff}(X_{peak})$, are integral measures of the corresponding non-linear parameters, $K(x)$ and $C(x)$, in the working range used, defined by the peak value, X_{peak} . The effective parameters are directly related to the resonance frequency and may be measured with minimal equipment. However, the effective parameter can only be compared if the measurements are made at the same peak displacement, X_{peak} .

A.6 Interpretation of $K(x)$

The non-linear stiffness, $K(x)$, or compliance, $C(x)$, reveal the causes of the non-linear signal distortion generated by the suspension. This parameter, together with parameters of the motor such as force factor, $Bl(x)$, inductance, $L(x)$, are the basis for numerical prediction of the loudspeaker behaviour at high amplitudes. In this way, the maximal output and the generation of harmonic and intermodulation distortion can be simulated. For example, a symmetrical increase of the stiffness, $K(x)$, versus positive and negative excursions generates third-order and other odd-order distortion. A symmetrical increase of stiffness is desirable to some extent because it limits the maximal displacement and provides natural protection of the voice coil from hitting the back-plate. Asymmetries should always be avoided. They generate not only second- and higher order distortion but also generate a d.c. displacement which shifts the coil dynamically away from the optimal rest position and causes unstable behaviour.

Bibliography

- [1] Knudsen MH. and Jensen JG., "*Low-Frequency Loudspeaker Models that include Suspension Creep*", J. Audio Eng. Soc., vol. 41, p. 3-18, Jan./Feb. 1993.
 - [2] Klippel W., Seidel U., "*Fast and Accurate Measurement of Linear Transducer Parameters*", presented at the 110th Convention of the Audio Engineering Society, Amsterdam, 12-15 May 2001, preprint 5308, J. Audio Eng. Society, Vol. 49, No. 6, p. 256, June 2001.
 - [3] Klippel W., "*Dynamical Measurement of Loudspeaker Suspension Parts*", presented at the 117th Convention of the Audio Engineering Society, San Francisco, 28-31 October 2004.
-