

Der Lautsprecher als Synthese von Messtechnik, Simulation und Psychoakustik

Gerhard Krump

FH Deggendorf, Edlmairstr. 6+8, 94374 Deggendorf, Deutschland, Email: gerhard.krump@fh-deggendorf.de

1. Einleitung

Der Lautsprecher stellt das Interface zwischen der elektrischen Welt, in der unsere wesentliche Informationsverarbeitung stattfindet, und der akustischen Welt dar, in der unser Gehör als Nachrichtenempfänger angesprochen wird. Zudem ist er ein sehr interessantes interdisziplinäres Forschungsobjekt, da er unter Ausnutzung magnetischer Energie elektrische Energie in mechanische Schwingungen umsetzt und diese schließlich in akustische Informationsenergie überträgt. Neben dieser Transformation verschiedener Energieformen treten zusätzlich Temperatur- und Strömungsprobleme auf. Ersatzschaltbilder haben in der Vergangenheit die komplexen Zusammenhänge teilweise beschrieben, doch erst in letzter Zeit wurde dem stark nichtlinearen Verhalten des Wandlers mehr und mehr Rechnung getragen und leistungsfähige Messverfahren entwickelt. Durch moderne Simulationstechniken wie die Finite Element Methode werden Antrieb, Aufhängung sowie das komplexe partielle Schwingungsverhalten der Membrane bis in den Hochtonbereich nachgebildet und verbessert. Spezielle Messungen liefern die hierzu notwendigen Materialeigenschaften. Psychoakustische Untersuchungen beurteilen die technischen Realisierungen und weisen auf Unzulänglichkeiten und hörbare Artefakte hin. Sie geben aber auch den hinreichenden Grad an Verbesserungen vor. Eine Signalverzerrung, die nicht wahrgenommen wird, muss nicht weiter reduziert werden.

Im Folgenden wird das Zusammenspiel von Messtechnik, Simulationsverfahren und psychoakustischen Ergebnissen vorgestellt, welches eine permanente Optimierung des Wandlers und Anpassung an Randbedingungen zum Ziel hat. Ausgehend von der historischen Entwicklung werden der augenblickliche technische Stand und zukünftige Trends erörtert.

2. Historische Entwicklung

Angetrieben von der Entwicklung des Telefons durch Johann Philip Reis 1861 und des Phonographen von Thomas Alva Edison 1870 sowie des Grammophons von Emile Berliner 1887, welche zunächst durch Bewegung großer Hörner rein mechanisch Schallwellen erzeugten, waren nun Wandler notwendig, die ein elektrisches Signal in ein akustisches umwandeln konnten. Alexander Graham Bell erfand das erste elektromagnetische Telefon. Edison und Berliner hatten 1877 bereits das Kohlekörper- und das Tauchspulenmikrofon erfunden, als im Dezember 1877 Werner von Siemens ein Patent über ein elektrodynamisches Wandlerprinzip mit Hufeisenmagnet und beweglicher Spule mit Membrane erteilt wurde [26]. Da es jedoch an geeigneten Verstärkern fehlte, geriet die Idee wieder in Vergessenheit. Als Begründer der modernen Lautsprecher gilt daher der an der Universität Birmingham lehrende Physikprofessor Sir Oliver

Lodge, der 1898 eine zwischen den speziell geformten Polen eines Magneten aufgehängte stromdurchflossene Spule mit einem Kohlekörnermikrofon verband, um ein Telefon auf rein elektrischer Basis zu entwickeln. Sein Patent über einen „Hornless Moving-coil Speaker“ gilt daher als Ausgangspunkt für die weitere Entwicklung des elektrischen Lautsprechers.

Zur Funkausstellung in Berlin wurde schließlich 1925 mit dem „Blatthaller“ der erste elektrodynamische Lautsprecher öffentlich vorgestellt. Im gleichen Jahr stellten Chester Rice und Edward Kellogg in ihrem Artikel „Notes on the Development of a New Type of Hornless Loudspeaker“ den im Prinzip auch heute noch verwendeten Lautsprecher vor [24,25]. Sie beschrieben bereits den Betrieb oberhalb seiner Resonanzfrequenz, eine notwendige Membranabmessung kleiner als die abgestrahlte Wellenlänge und den Einbau in eine Schallwand oder Box zur Vermeidung des akustischen Kurzschlusses.

Da es zu Anfang des 20. Jahrhunderts kaum Dauermagnete mit ausreichender magnetischer Energie gab, erzeugten meist Elektromagnete das erforderliche Magnetfeld. 1930 meldete die Fa. Philips ein Patent über den Einsatz eines Dauermagneten für Lautsprecher an und 1936 präsentierte der Brite Paul Voigt den ersten Prototypen eines Lautsprechers mit ringförmigem Permanentmagnet, wie er von der Fa. Lowther Voigt noch heute hergestellt wird. 1930 meldete der Amerikaner Turas ein Patent über die Bassreflexbox an, so dass die Tiefenwiedergabe verbessert werden konnte [32]. Durch die Militärforschung im zweiten Weltkrieg wurden die Magnetmaterialien weiter optimiert.

Ab 1950 begann schließlich die Ära des modernen Lautsprechers mit den Arbeiten von Harry F. Olson „Acoustical Engineering“ und Bart N. Locanthi „Application of Electric Circuit Analogies to Loudspeaker Design Problems“ [18,19]. Es war damit die Grundlage zur elektrischen Nachbildung des Lautsprecherverhaltens in der Schallwand oder Box geschaffen. Der Australier Neville Thiele und der Amerikaner Richard Small definierten schließlich die notwendigen Kleinsignalparameter des Lautsprechers und modellierten die Wechselwirkungen zwischen Lautsprecher und Gehäuse mit Hilfe der Filtertheorie [27,28,29,30,31]. Dadurch waren einfache Simulationen und die Optimierung von Lautsprecherparametern und Gehäusen möglich. Es folgten weitere Arbeiten über die Verbesserung einzelner Lautsprecherbauteile und in neuerer Zeit schließlich zur Beschreibung und messtechnischen Erfassung von Großsignalparametern.

3. Aufbauprinzip

Ein Schalldruck p kann durch zeitliche Veränderung der umgebenden Luftdichte ρ , der abstrahlenden Fläche S oder

der Membranschnelle v , wie dies beim Lautsprecher der Fall ist, erzeugt werden. Je nach zugrunde liegendem Antriebsmechanismus unterscheidet man zwischen elektromagnetischen, elektrodynamischen, elektrostatischen, piezoelektrischen oder magnetostriktiven Schallwandlern.

$$p = \frac{1}{4\pi r} \left(\rho S \frac{\delta v}{\delta t} + \rho v \frac{\delta S}{\delta t} + S v \frac{\delta \rho}{\delta t} \right) e^{j(\omega t - kr)}$$

Das weitaus gebräuchlichste Antriebsystem ist das elektrodynamische Prinzip, das in Abb. 1 dargestellt ist. Das Magnetsystem besteht in aller Regel aus einem Ringmagnet aus Barium- oder Strontiumferrit mit einem $(BH)_{\max}$ -Wert von 30 kJ/m^3 oder sehr teurem Neodymium, das mit einem $(BH)_{\max}$ von bis zu 300 kJ/m^3 die zehnfache Energie beinhaltet. Es wird vor allem bei kleinen Hochtonkalottensystemen mit Topfmagnetsystem gemäß Abb. 2 eingesetzt. Damit kann je nach Dicke und Sättigung der Polplatte eine magnetische Induktion im Luftspalt von bis zu $1,5 \text{ T}$ erreicht werden. Bei Anwendungen in der Nähe von Bildschirmen wird das Magnetsystem mit Hilfe eines gegenpolig befestigten zweiten Ferritringes und einer Abschirmhaube wie in Abb. 3 magnetisch geschirmt, um Farbveränderungen des Bildes zu vermeiden.

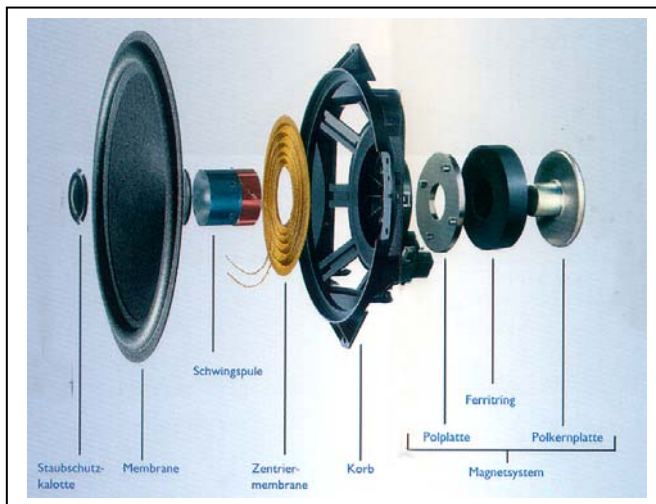


Abb. 1: Explosionsbild eines elektrodynamischen Lautsprechers.

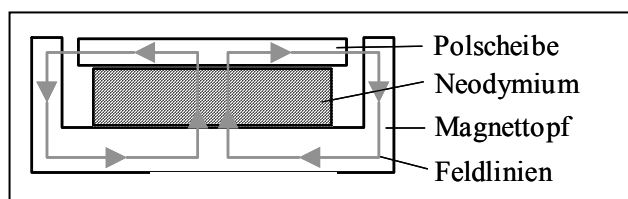


Abb. 2: Neodym-Topfmagnetsystem eines Kalottenhochtöners.

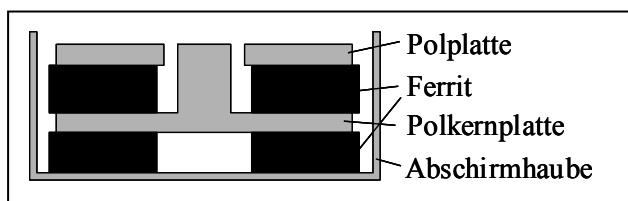


Abb. 3: Abgeschirmtes Magnetsystem im Querschnitt.

Die Zentriermembrane muss zwar eine axiale Bewegung der Spule zulassen, fixiert sie aber radial so genau, dass die

Spule in dem ca. 1 mm engen Luftspalt nur etwa $0,25 \text{ mm}$ Abstand zu den umgebenden Eisenteilen besitzt. Jedes axiale Spiel oder eine Verkantung der Spule führt zum Streifen an einem Eisenteil und damit zum Defekt des Lautsprechers. Die Zentriermembrane besteht aus harzgetränkten, unter hoher Temperatur geprägten Acrylfasern und liefert eine bei hohen Auslenkungen stark nicht-lineare Kraft-Weg-Kennlinie. Zudem brechen insbesondere beim ersten Betrieb des Lautsprechers Harzstrukturen auf, so dass sich die Steifigkeit verringert und damit die Resonanzfrequenz des Lautsprechers um bis zu 15% absinkt. In Pausen erholt sich die Zentriermembrane etwas, so dass die Resonanzfrequenz geringfügig wieder ansteigt. Der Effekt der Steifigkeitsveränderung wird als Creep bezeichnet. Die zudem bei positiver und negativer Auslenkung unterschiedliche und stark nicht-lineare Kraft-Weg-Kennlinie der Zentrierung verursacht im Großsignalverhalten erhebliche Verzerrungen unterhalb der Resonanzfrequenz.

Die Kupferdrahtspule besitzt meist zwei Wicklungsschichten. Nur bei Tieftönern kann eine vierlagige Spule Verwendung finden, die aufgrund ihrer höheren Induktivität und Masse zu einem gewünschten Abfall des Frequenzgangpegels bereits bei mittleren Frequenzen führt, jedoch den Vorteil der höheren elektrischen Belastbarkeit des Lautsprechers besitzt. Bei Breitbandlautsprechern wird im Gegensatz dazu eine zweilagige Spule verwendet und eine ca. $0,2 \text{ mm}$ dicke Kupferkappe über den Polkern gezogen, was eine Verringerung der Spulenimpedanz bei hohen Frequenzen und damit eine bessere Höhenwiedergabe bewirkt.

Für den Aufbau der Membrane werden zwei unterschiedliche Prinzipien verfolgt: Sie kann speziell für die Tieftonwiedergabe sehr hart und stabil ausgeführt sein, was durch spezielle Papiermischungen, Sandwichtaufbau oder Verwendung von Metallen realisiert wird. Diese Membranen arbeiten zwar bei tiefen Frequenzen als Piston, haben aber den Nachteil, dass sie bei höheren Frequenzen in Resonanzen bzw. Partialschwingungen mit hohen Pegelspitzen aufbrechen, was die Hochtonwiedergabe stört und zum Einsatz aufwendiger Weichen führt. Die andere Philosophie verfolgt das Gegenteil. Die Membrane ist weich gestaltet und besitzt so eine hohe innere Dämpfung. Resonanzen werden in sich sofort wieder abgedämpft. Diese vor allem bei Mitteltonern eingesetzten Membranen klingen „weicher“ und können mittels spezieller beschichteter Papiermischungen oder mit Folien kaschierten Glas- oder Kevlarfasern hergestellt werden. In beiden Fällen werden Gummisicken oder Schaumstoffsicken eingesetzt, durch deren Shore-Härte bzw. Dichte zusammen mit der Zentrierung die Steifigkeit der Aufhängung und damit die Resonanzfrequenz eingestellt werden kann.

Die Staubschutzkalotte hat Einfluss auf die Höhenwiedergabe des Lautsprechers und wird bei Tieftönern weich gestaltet, um unerwünschte Resonanzspitzen bei hohen Frequenzen zu verhindern. Bei Breitbändern hingegen sorgt eine harte Staubschutzkalotte für einen bis zu hohen Frequenzen hin ausgedehnten, jedoch wegen der Resonanzen unruhigen Übertragungsbereich. Die Staubschutzkalotte bewirkt bei herkömmlichen Systemen, dass Luft zwischen Spule und Magnetsystem hin- und hergepumpt wird und führt so zur

Kühlung der Spule und zur Dämpfung der Membranbewegung, welche sich auf das Ausschwingen und damit das zeitliche Verhalten des Lautsprechers positiv auswirkt.

4. Messtechnik

Ein Lautsprecher wird im Wesentlichen durch folgende Parameter beschrieben: Frequenzgang, Impedanzkurve, Kleinsignalparameter, Impulsverhalten, Ausschwingverhalten, Großsignalverhalten, Verzerrungen und Richtwirkung. Alle Größen tragen letztendlich zum Klangeindruck bei. Dabei darf nicht vergessen werden, dass bei Lautsprecherwiedergabe immer die akustischen Eigenschaften des Wiedergaberaumes eine große Rolle spielen. Eine schlechte Lautsprecherbox liefert auch bei guter Raumakustik einen schlechten Klang, ebenso erzeugt eine gute Lautsprecherbox in einem Raum mit schlechten akustischen Eigenschaften unbefriedigende Klangergebnisse.

4.1 Thiele-Small-Parameter

Durch die Nachbildung des Lautsprecherverhaltens mit Hilfe der Filtertheorie konnten sehr gut die wesentlichen Elemente im Ersatzschaltbild ermittelt und die für eine gute Abstimmung wichtigsten Lautsprecherparameter definiert werden [28,31]. Die historische Entwicklung der linearen Modellbildung wurde sehr übersichtlich von R. Small in seinem Artikel „Vented-Box Loudspeaker Systems, Part I“ dargestellt [30]. In Anlehnung an ihre Artikel werden die Kleinsignalparameter auch als Thiele-Small-Parameter bezeichnet. Das mechanische Ersatzschaltbild (ESB) des in eine Box eingebauten Lautsprechers ist in Abb. 4 dargestellt. Unter Vernachlässigung von Nebeninduktivitäten wird die elektrische Seite hauptsächlich durch den Gleichstromwiderstand R_E und die Induktivität L_E der Spule festgelegt. Über die Wandlerkonstante Bl werden die mechanischen und akustischen Größen in den elektrischen Bereich transformiert, so dass das komplette System mit der Filtertheorie behandelt werden

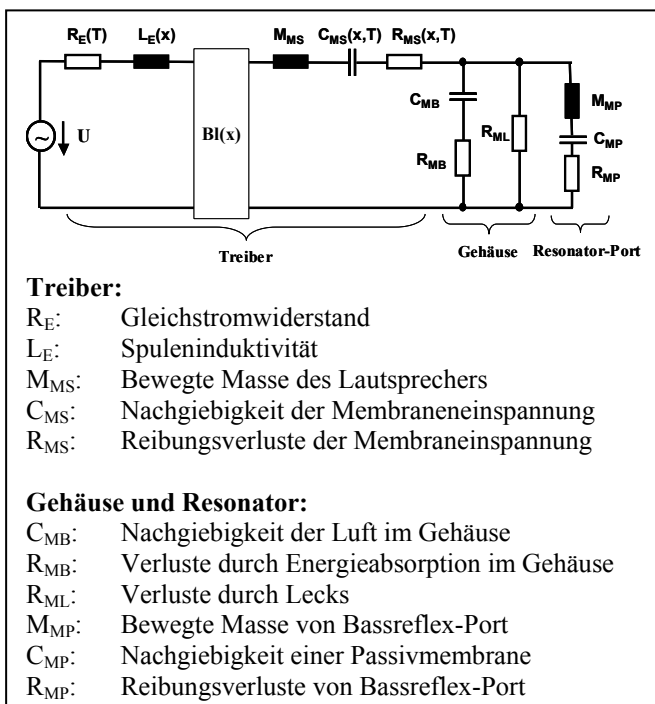


Abb. 4: Mechanisches ESB von Treiber, Box und Resonatoren.

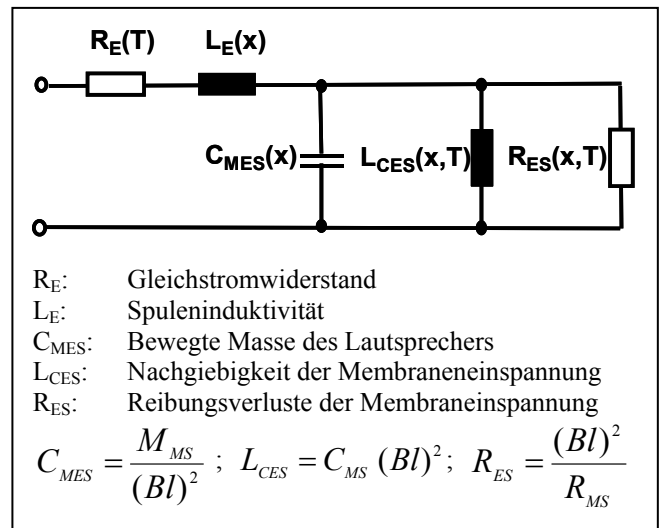


Abb. 5: Elektrisches ESB des Lautsprechers im Freifeld.

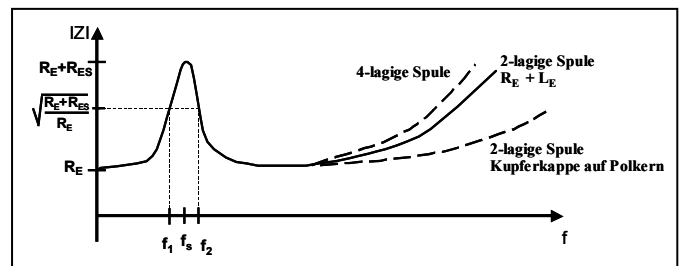


Abb. 6: Betrag des Impedanzverlaufes eines Lautsprechers im Freifeld.

kann. Die wesentlichen Treiber- und Boxeneigenschaften sind Abb. 4 entnehmbar, wobei die elektromagnetische Gegenkraft und Flussdichtemodulationen vernachlässigt wurden. Eine geschlossene Box kann demnach als ein Hochpassfilter 2. Ordnung mit einer Flankensteilheit von 12 dB/Okt. behandelt werden, während eine Bassreflexbox ein Hochpassfilter 4. Ordnung mit 24 dB/Okt. Flankensteilheit darstellt. Die drei Port-Elemente müssen der verwendeten Resonatorart Bassreflexrohr oder Passivmembrane angepasst werden.

Betrachtet man den Lautsprechertreiber für sich im Freifeld, so lässt sich ein elektrisches Ersatzschaltbild gemäß Abb. 5 entwickeln, durch das die wesentlichen Kleinsignalparameter bestimmt werden können. Die Parameter werden durch Impedanzmessung mittels einer Konstantstromquelle an den elektrischen Eingängen ermittelt. Abb. 6 zeigt den Betrag des Impedanzverlaufes, dessen hochfrequenter Verlauf durch Windungszahl der Spule und Kupferkappe am Polkern beeinflusst werden kann.

Das Impedanzmaximum entsteht dabei bei der Resonanzfrequenz f_s , welche durch die Nachgiebigkeit C_{MS} und die bewegte Masse M_{MS} bestimmt wird (siehe Tab. 1). Der Kehrwert der Nachgiebigkeit C_{MS} ist die Steifigkeit der Lautsprecheraufhängung und entspricht der üblichen Federkonstante eines schwingungsfähigen Systems. Die Nachgiebigkeit wird häufig auch in das äquivalente Luftvolumen V_{AS} umgerechnet, welches dieselbe Steifigkeit wie die Aufhängung des Lautsprechers hat und somit grob das minimal notwendige Boxenvolumen vorgibt. Zur Berechnung wird eine Luftdich-

te ρ_0 von $1,18 \text{ kg/m}^3$ und eine Schallgeschwindigkeit c von 343 m/s verwendet. Die Membranfläche S_D wird über den Durchmesser von Sickenmitte zu Sickenmitte berechnet. Die Impedanzkurve wird üblicherweise ein zweites Mal gemessen mit einer Zusatzmasse M_m von etwa 10 g auf der Lautsprechermembrane. Dadurch erhält man eine verstimmt Resonanzfrequenz f_m , so dass daraus Nachgiebigkeit C_{MS} und Masse M_{MS} ermittelt werden können [3].

R_E	Gleichstromwiderstand der Spule [Ω]	
R_{ES}	um R_E verschobenes Resonanzmaximum [Ω]	
f_s	Resonanzfrequenz [Hz]	$\omega_s = 2\pi f_s = \sqrt{\frac{1}{C_{MS} M_{MS}}}$
Q_{MS}	Mechanische Güte	$Q_{MS} = \frac{f_s \sqrt{R_E + R_{ES}}}{\sqrt{R_E} (f_2 - f_1)}$
Q_{ES}	Elektrische Güte	$Q_{ES} = \frac{Q_{MS} R_E}{R_{ES}}$
Q_{TS}	Gesamtgüte	$Q_{TS} = \frac{Q_{MS} Q_{ES}}{Q_{MS} + Q_{ES}}$
M_{MS}	Bewegte Masse [g]	$M_{MS} = \frac{M_m}{\left(\frac{f_s}{f_m}\right)^2 - 1}$
C_{MS}	Nachgiebigkeit [m/N]	
K_{MS}	Steifigkeit [N/m]	$C_{MS} = \frac{1}{K_{MS}} = \frac{1}{\omega_s^2 M_{MS}}$
V_{AS}	Äquivalentes Luftvolumen [l]	$V_{AS} = \rho_0 c^2 C_{MS} S_D^2$
R_{MS}	Mechan. Widerstand [kg/s]	$R_{MS} = \frac{\omega_s M_{MS}}{Q_{MS}}$
Bl	Kraftfaktor [Tm]	$Bl = \sqrt{R_{ES} R_{MS}}$

Tab. 1: Kleinsignalparameter des Lautsprechers.

Temp. [°C]	-30	-20	-10	0	20	40	60	80
f_s [Hz]	221	117	59	48	41	38	36	34
R_e [Ω]	5,01	5,32	5,47	5,78	6,2	6,65	7,22	7,54
V_{AS} [l]	1,0	4,6	13,8	19,0	24,2	28,3	32,0	38,0
R_{MS} [kg/s]	4,6	5,7	2,9	1,9	1,2	0,9	0,8	0,7
M_{MS} [g]	13,0	10,3	13,5	14,7	16,2	16,0	16,0	14,7
Q_{ES}	3,8	1,9	1,2	1,1	1,1	1,2	1,3	1,4
Q_{MS}	3,9	1,3	1,7	2,4	3,6	4,1	4,6	4,7
Q_{TS}	1,9	0,8	0,7	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
Bl [Tm]	4,9	4,6	4,7	4,7	4,7	4,6	4,4	4,1

Tab. 2: Parameter eines 160 mm Lautsprechers mit Schaumstoffsicke und Zentrierung aus Acrylfaser bei versch. Temperaturen.

Während früher bei der Simulation vielfach von statischen Kleinsignalparametern ausgegangen wurde, tritt heutzutage deren dynamisches Verhalten und ihre stete Veränderung je nach Betriebs- und Umgebungsbedingungen des Lautsprechers mehr und mehr ins Bewusstsein. Ein gutes Beispiel stellen Automobillautsprecher dar, bei denen im Testbetrieb

von Temperaturschwankungen zwischen -40° C und 80° C ausgegangen wird. Untersuchungen haben ergeben, dass Lautsprecher mit Gummisicke relativ temperaturstabil sind, insbesondere wenn die Aufhängung des Schwingensystems etwas härter ausgelegt sind. Die Resonanzverschiebung hält sich beispielsweise mit dem Faktor 1,4 von $f_s = 38 \text{ Hz}$ bei 80° C über 41 Hz bei 20° C zu 55 Hz bei -30° C in Grenzen [12]. Wesentlich schlechter sieht es bei den aus Preisgründen üblicherweise eingesetzten Lautsprechern mit Schaumstoffsicke aus. Tab. 2 gibt einen Überblick über die Veränderung der Kleinsignalparameter bei den verschiedenen Temperaturen. Die gravierende Abnahme des äquivalenten Volumens V_{AS} mit abnehmender Temperatur drückt einen erheblichen Anstieg der Steifigkeit und damit der Resonanzfrequenz des Systems aus, was infolge der Verstimmung die schlechte Klangqualität im Auto bei tiefen Temperaturen erklärt. Die bewegte Masse blieb bei Membranen mit Gummisicke relativ konstant, variiert jedoch bei Lautsprechern mit Schaumstoffsicke, was vermutlich auf ein temperaturabhängiges Abkoppeln des Sickenradius zurückzuführen ist. Der Impedanzverlauf in Abb. 7 zeigt deutlich die Erhöhung von Resonanzfrequenz f_s und mechanischem Widerstand R_{MS} mit abnehmender Temperatur.

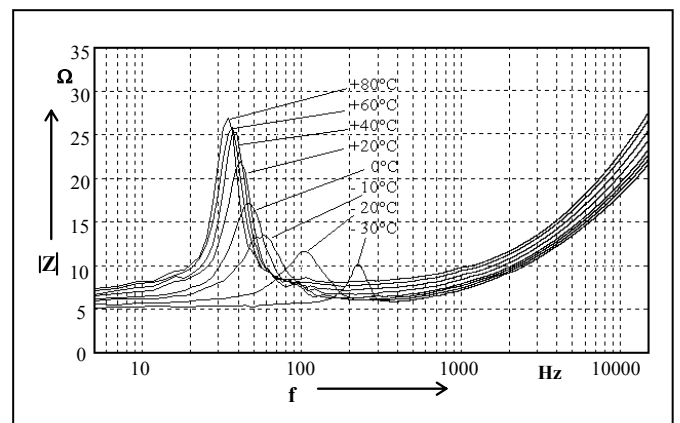


Abb. 7: Impedanz $|Z|$ des 160 mm Tieftöners mit Schaumstoffsicke und Zentrierung aus Acrylfaser bei versch. Temperaturen T.

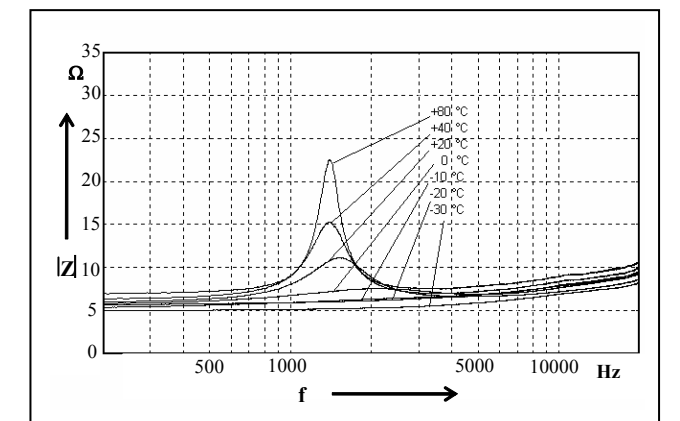


Abb. 8: Impedanz $|Z|$ eines Kalottenhohtöners mit Gewebemembrane bei versch. Temperaturen T, 80 mg Ferrofluid.

In Hochtonlautsprechern wird im Luftspalt zur Kühlung der Spule und Dämpfung der Resonanzfrequenz meist eine magnetische, ölige Flüssigkeit verwendet. Dieses Ferrofluid bewirkt nach Abb. 8 durch seine sich verändernde Viskosität mit abnehmender Temperatur eine sehr hohe Dämpfung, so

dass dort mit einer starken Pegelminderung zu rechnen ist, wodurch die Ankopplung an den Tieftöner verändert wird.

Bei der Modellbildung des Lautsprechers genügt somit nicht nur, die elektrische Widerstandsänderung bei verschiedenen Temperaturen zu berücksichtigen, sondern es muss auch die Veränderung von Steifigkeit und mechanischem Widerstand der Aufhängung beachtet werden, was eine vollständige Simulation relativ schwierig macht.

4.2 Frequenzgang

Der Frequenzgang eines Lautsprechers wird üblicherweise bei 1 W elektrischer Leistung und einem Mikrofonabstand von 1 m im reflexionsarmen Raum gemessen, so dass bei Tieftönern der damit erreichte Schalldruckpegel bei ca. 85 dB, bei Hochtönern bei 90 dB liegt. Üblicherweise wird ein linearer Frequenzgang mit wenig Resonanzpeaks angestrebt. Der Frequenzgang und damit das Klangbild werden fast ausschließlich durch die Zusammensetzung und Formgebung der Membrane bestimmt. In neuerer Zeit wird nicht mehr der nur an einem Punkt gemessene Schalldruckfrequenzgang ermittelt, sondern der über mehrere Mikrofonpositionen gemittelte Leistungsfrequenzgang, um der meist gerichteten Abstrahlcharakteristik des Lautsprechers Rechnung zu tragen. Die zu hohen Frequenzen stark bündelnde Richtcharakteristik des Lautsprechers wird meist zu wenig beachtet, obwohl sie doch zum Übertragungsverhalten und Reflexionsmuster des Raumes erheblich beiträgt.

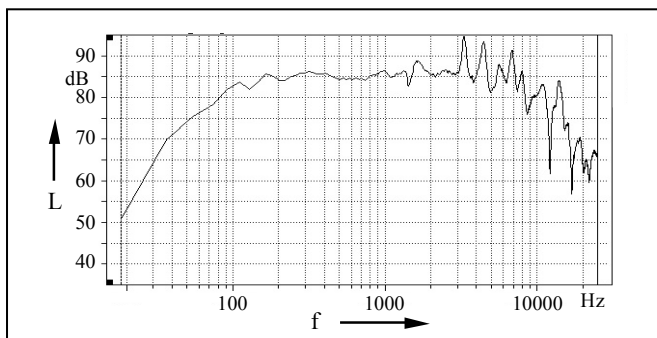


Abb. 9: Schalldruckfrequenzgang eines 160 mm Lautsprechers mit Partialschwingungen bei hohen Frequenzen.

Um das Partialschwingungsverhalten der Membranen bei hohen Frequenzen zu untersuchen, werden sie mit Doppler-Interferometer-Lasern abgetastet, so dass Material und Geometrie auf diese Weise verbessert werden kann. Abb. 10 zeigt das Schwingverhalten zweier Membranen gleicher Form eines 160 mm Lautsprechers aus verschiedenen Materialien. Bei 3,5 kHz schwingt die Aluminiummembrane noch gut als Piston, wird aber bei höheren Frequenzen sehr stark aufbrechen und hohe Peaks verursachen.

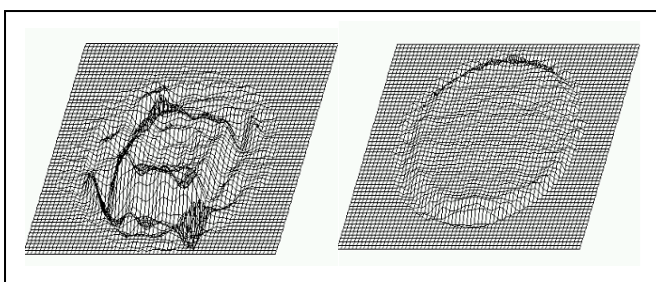


Abb. 10: Laserabtastung einer ungedämpften Kevlar- (links) und einer Aluminiummembrane (rechts) bei 3,5 kHz.

4.3 Großsignalverhalten

Bei hohen Pegeln und damit großen Auslenkungen x wirken sich hauptsächlich drei Elemente des Lautsprechers negativ auf die lineare Schallwiedergabe aus: Antrieb in Form des Kraftfaktors Bl , Aufhängung C_{MS} und Spuleninduktivität L_E . Aber auch die Reibungsverluste R_{MS} der Membraneinspannung sind auslenkungsabhängig, wenngleich je nach Dämpfung des Lautsprechers nicht so stark. Daneben ändern sich aufgrund des schlechten Wirkungsgrades gleichzeitig die temperaturabhängigen Parameter wie Gleichstromwiderstand R_E und als Folge elektrische Q_{ES} und in geringem Maß die mechanische Güte Q_{MS} , wie die Gleichungen in Tab. 1 verdeutlichen. Die Temperaturabhängigkeiten des mechanischen Widerstandes R_{MS} und der Nachgiebigkeit C_{MS} sind hingegen nur bei starker Änderung der Umgebungstemperatur wirksam (siehe Tab. 2).

Die mit diesen Größen in Verbindung stehenden Elemente des Ersatzschaltbildes in Abb. 4 sind daher bei weitem nicht konstant wie im linearen Modell angenommen, sondern hängen von Strom, Auslenkung und Temperatur ab. Es handelt sich also bei großen Auslenkungen um ein stark zeitinvariantes Modell. Der auslenkungsabhängige Kraftfaktor $Bl(x)$ verändert auch die Elemente im elektrischen Ersatzschaltbild in Abb. 5. Durch die angegebenen Nichtlinearitäten als Ursache entstehen somit große harmonische Verzerrungen und Intermodulationsverzerrungen als Folge, deren Entstehung mit Modellen simuliert und deren Hörbarkeit mit psychoakustischen Methoden untersucht werden können.

Obwohl Small sich bereits Gedanken zum Großsignalverhalten des Lautsprechers machte, wurden effiziente Messmethoden erst in jüngster Zeit verstärkt entwickelt [30]. Eine einfache statische Kraft-Weg-Messung zeigt bereits die starke Nichtlinearität der Aufhängung, bestehend aus Zentriermembrane und Sicke [13]. Wie in Abb. 11 dargestellt wird trotz zunehmender Kraft F auf das Gesamtsystem die Auslenkung x überproportional geringer. Die Federkonstante oder Steifigkeit steigt also mit zunehmender Auslenkung stark an. Bei einer dynamischen Messung entsteht sogar eine Hysterese in der Kraft-Weg-Kennlinie, weil bei starker Auslenkung Relaxations- und Kriecheffekte wirken und die Zentriermembrane seine ursprüngliche Ausgangsposition erst langsam wieder annimmt. Die Zunahme der Steifigkeit K_{MS} bei höherer Auslenkung führt zur Erhöhung der Resonanzfrequenz f_S wie in Abb. 12 dargestellt. Manchmal kann sie sich bei kleineren Auslenkungen zunächst sogar verringern, weil die Harzstrukturen aufbrechen und die Zentrierung zunächst weicher wird. Der Resonanzanstieg bei großen Auslenkungen hat zur Folge, dass nahe der Resonanz bei hohen Leistungen eine geringe Frequenzänderung zu einer starken Auslenkung führt, was den Lautsprecher instabil macht und zur Zerstörung führen kann. Vermeidbar ist dies durch eine höhere mechanische Dämpfung des Schwingensystems, indem z.B. wegen der Staubschutzkalotte Luft durch den Spulenspalt gepresst wird und das System dadurch höhere Reibungsverluste erfährt. Auch innere Reibung in Zentrierung und Membransicke begünstigen das Verhalten. Eine elektrische Dämpfung wirkt hauptsächlich im Kleinsignalbereich, während im Großsignal die mechanische Dämpfung an Bedeutung gewinnt. Der mechanische Widerstand R_{MS}

wurde bisher wenig beachtet, ist aber entscheidend für ein stabiles Schwingverhalten des Lautsprechers und sein Ausschwingverhalten.

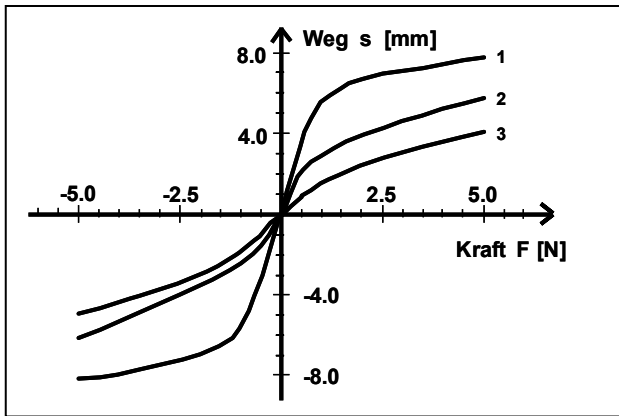


Abb. 11: Statische Kraft-Weg-Kennlinie eines Membrankegels mit Sicke (1), einer Zentriermembrane (2) sowie des verklebten Gesamtsystems (3).

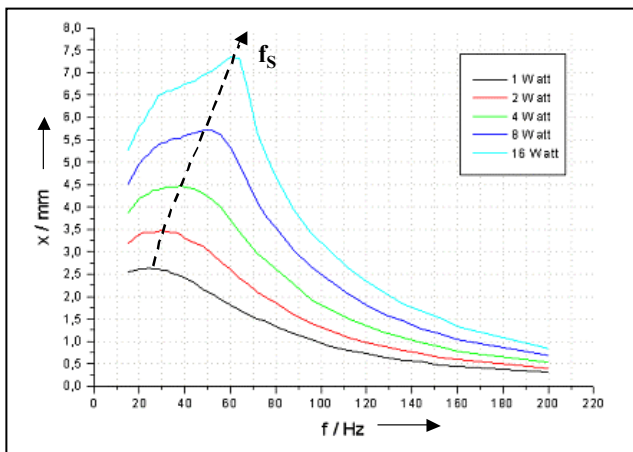


Abb. 12: Auslenkung des Schwingensystems eines 160 mm Lautsprechers bei Leistungen von 1, 2, 4, 8 und 16 W.

Klippel beschreibt ein Messsystem, mit dem allein durch Messung an den elektrischen Klemmen des Lautsprechers die entsprechenden Nichtlinearitäten in Abhängigkeit von der Auslenkung x und der Spulentemperatur bei Betrieb mit einem beliebigen Signal ermittelt werden können [6,7]. Über adaptive Filter wird hierbei ein entsprechendes Modell entwickelt, das sich den Betriebsbedingungen durch Abtastung der Membranauslenkung mit einem Laser stets anpasst. Das Modell ist in der Lage, ausgehend von den gemessenen Verzerrungen alle Nichtlinearitäten separat anzugeben und den weiteren Verlauf bei noch größeren Auslenkungen zu simulieren, um schließlich sogar Verzerrungen auf ihre Ursache bezogen nachzubilden und separat hörbar zu machen [8,9]. Abb. 13 zeigt den Verlauf des Kraftfaktors B_l über der Auslenkung für einen 160 mm Lautsprecher. Tieftöner besitzen eine etwa doppelt so große Wickelbreite wie die Polplatten-dicke. Bei großer Auslenkung verringert sich jedoch die Anzahl der Spulenwicklungen im homogenen Magnetfeld, so dass der Kraftfaktor geringer wird. Bei großen Auslenkungen kann sich der Arbeitspunkt der schwingenden Membrane auf den linken oder rechten Ast des Kraftfaktorverlaufes legen, so dass die Membrane in Richtung Magnet-

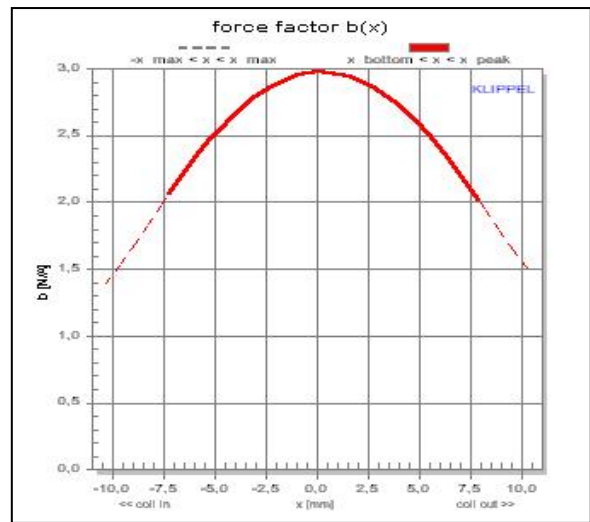


Abb. 13: Antriebskraft B_l über der Auslenkung x .

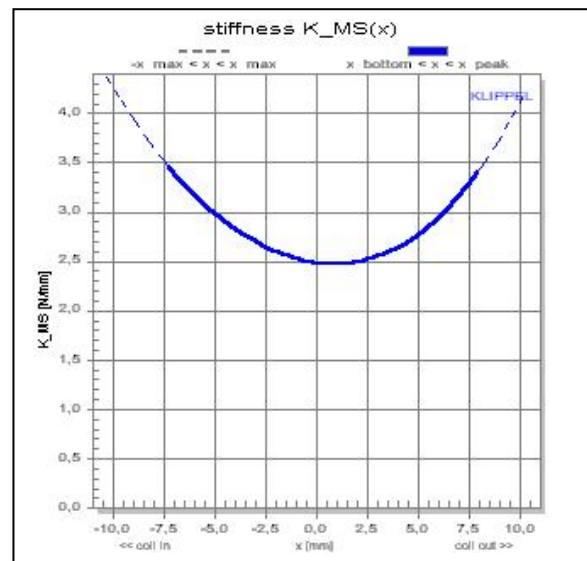


Abb. 14: Steifigkeit der Aufhängung über der Auslenkung x .

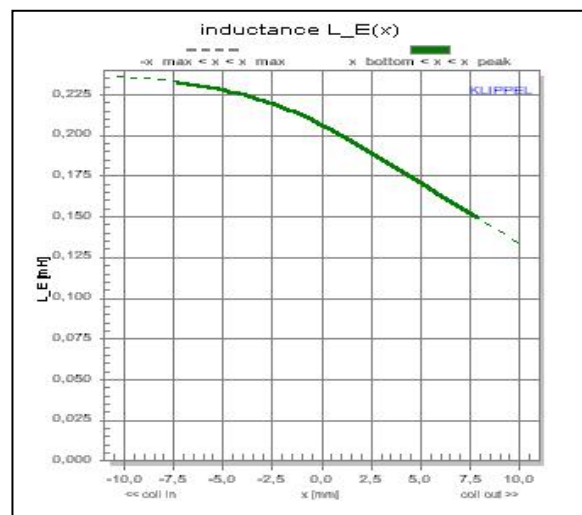


Abb. 15: Induktivität der Spule über der Auslenkung x .

system bzw. heraus wandert. Das Maximum der Kurve wird durch die symmetrische Nullpunkt-lage der Spule festgelegt, was in der Praxis bei einer Genauigkeit von $\pm 0,3$ mm liegt. In Abb. 14 ist die mit zunehmender Auslenkung ansteigende Steifigkeit der Aufhängung dargestellt. Abb. 15 zeigt

schließlich die Veränderung der Spuleninduktivität. Bei Spulenbewegung in das Magnetsystem hinein, nimmt die Induktivität wegen des ins Spuleninnere eintauchenden Polkernes zu, bei Bewegung aus dem Magnetsystem heraus nimmt sie ab.

Quadratische harmonische Verzerrungen werden hauptsächlich durch Spulennullpunktfehler und Unsymmetrien im Bl- oder Steifigkeitsverlauf hervorgerufen, während kubische harmonische Verzerrungen auf Begrenzungen von Antrieb und Auslenkung beruhen. Quadratische Intermodulationsverzerrungen werden durch den unsymmetrischen Verlauf der Spuleninduktivität, aber auch des Antriebs verursacht. Kubische IM-Verzerrungen sind auf die begrenzte Wickelbreite zurückzuführen.

4.4 Wirkungsgrad und Leistung

Durch die zahlreichen Energieumwandlungen und die schlechte Kopplung zwischen Mechanik und Schallfeld liegt der Wirkungsgrad des Lautsprechers bei ca. 1% und wird durch die Größen in der nachfolgenden Formel beeinflusst. Die restliche Energie wird in Wärme umgewandelt, so dass Magnetsysteme bei maximaler Leistung bis zu 100° C aufweisen. Bei etwa 120° C liegt bei vielen Magnetmaterialien der Curiepunkt, ab dem eine Entmagnetisierung erfolgt.

$$\eta = \frac{P_{ak}}{P_{el}} = \frac{\rho_0}{2\pi c} \frac{(Bl)^2}{R_E} \frac{S_D^2}{M_{MS}^2}$$

Die Maximalleistung des Lautsprechers in Watt wird über eine Dauerbelastung von 100 Stunden oder eine alternierende Belastung (1 Min. ein, 2 Min. aus) über 300 Stunden mit einem Signal nach DIN EN 60268-5 ermittelt. Die in letzter Zeit in manchen Werbeprospekten zu findende Angabe Peak Music Power Output (PMPO) mit bis zu Faktor 10 höheren Leistungsangaben ist absolut unseriös und entbehrt jeder Messgrundlage.

5. Simulationstechnik

5.1 Ersatzschaltbild

Bei gegebenen Kleinsignalparametern kann mit Hilfe des Ersatzschaltbildes das Lautsprecherverhalten in der Box mit einfachen Programmen modelliert und auf ein bestimmtes Übertragungsverhalten optimiert werden. Hierzu hat bereits Small Vergleiche zwischen Simulation und Messung angestellt [27]. Messtechnik und Simulation gehen hier bereits Hand in Hand. Die Messtechnik liefert die augenblicklichen Parameter, die Simulation berechnet das Verhalten des Gesamtsystems, auch für Variationen der Eingangsgrößen. Die Modelle zur Simulation wurden laufend erweitert. Panzer beschreibt eine Simulation mit konzentrierten Elementen und eindimensionalen Wellenleitern und bezieht so auch Elemente auf akustischer Ebene mit ein [20]. Das thermische Verhalten des Lautsprechers wurde mit zunehmender Leistungsfähigkeit der Verstärker modelliert. Meist wird hierbei die Erwärmung der Spule in Verbindung mit dem Kühlverhalten des Magnetsystems und entstehender Konvektionsströme bei Tieftonwiedergabe berücksichtigt [2,11]. Tab. 2 verdeutlicht aber auch die starke Abhängigkeit der Steifigkeit

und des mechanischen Widerstandes von der Umgebungstemperatur [12].

Das Ersatzschaltbild lässt bereits mit den gemessenen Thiele-Small-Parametern aus Tab. 2 Abschätzungen zu. In Tab. 3 sind daraus für ein Boxenvolumen V_B von 50 l bei den einzelnen Temperaturen die Resonanzfrequenz f_B in der Box, die Boxengesamtgüte Q_{TB} und die Eckfrequenz f_{8dB} , bei der der Pegel um 8 dB gegenüber dem mittleren Pegel L abgefallen ist, berechnet.

Temp. [°C]	-30	-20	-10	0	20	40	60	80
f_B [Hz]	133	113	61	52	45	43	41	40
Q_{TB}	1,5	0,7	0,7	0,8	0,8	0,95	1,0	1,0
f_{8dB} [Hz]	74	75	40	33	27	26	24	24
L [dB]	86,0	87,3	85,1	84,2	83,1	82,6	81,9	81,8

Tab. 3: Simulationsergebnisse bei eingebautem Lautsprecher mit Kleinsignalparametern gemäß Tab. 2 ($V_B = 50$ l).

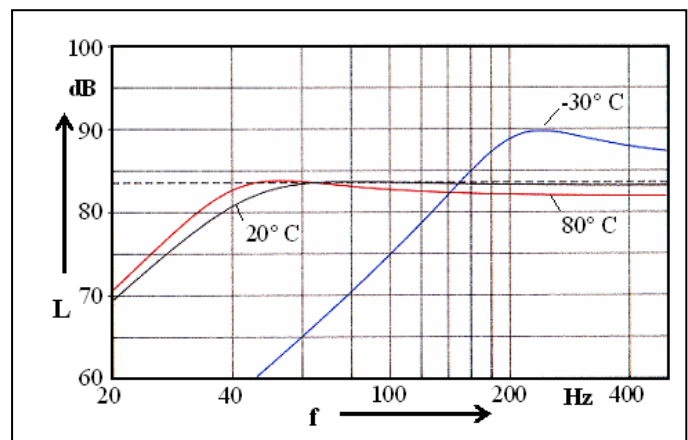


Abb. 16: Simulierter Frequenzgang eines Tieftöners mit Schaumstoffsicke mit Parametern von Tab. 2 bei versch. Temperaturen.

Die Simulation in Abb. 16 zeigt graphisch die ursprüngliche Abstimmung in einer 50 l Box bei 20° C mit einer Resonanzfrequenz f_B von 45 Hz und einer Güte von 0,8 sowie einem mittleren Schalldruckpegel L von 83 dB. Bei höheren Temperaturen ändert sich nicht viel, zu tieferen Temperaturen hingegen entsteht eine deutliche FehlAbstimmung.

5.2 Adaptive Filter

Adaptive Filter sind hervorragend geeignet, durch Messung des Lautsprecherhaltens und seiner Verzerrungen an den elektrischen Anschlüssen, die augenblicklichen Parameter festzustellen und daraus sein Verhalten bei größerer Belastung vorzuberechnen und zu simulieren. Durch Verschiebung oder Veränderung der Kurvenverläufe von Kraftfaktor Bl , Steifigkeit K_{MS} oder Induktivität L_E lassen sich im Großsignalbereich Auswirkungen auf einzelne Verzerrungsarten separat in Abhängigkeit von ihren Entstehungsursachen darstellen und sogar für psychoakustische Untersuchung auralisieren, um zugehörige Hörschwellen oder Lästigkeit festzustellen [8]. Als Eingangsgrößen können neben Messresultaten auch Ergebnisse dienen, die mittels der Finite Element Methode berechnet wurden, so dass dadurch auch reine Computersimulationen auralisiert werden können. Adaptive Filter lassen auch eine spezifische Vorentzerrung des Lautsprechers zu, so dass das abgestrahlte Musiksignal auch bei hohen Leistungen verzerrungsarm ist.

5.3 Finite Element Methode

Ersatzschaltbilder und Adaptive Filter basieren auf Modellen und können daher beispielsweise nicht das Abstrahlverhalten, das Aufbrechen einer Membrane bei höheren Frequenzen oder die temperaturabhängige Steifigkeit der Sicke im voraus beschreiben. Die Finite Element Methode hingegen, die von den Materialparametern und der Geometrie der Bauteile ausgeht, liefert auch hierzu quantitative Aussagen, so dass letztendlich der genaue Frequenzgangverlauf eines Lautsprechers simuliert und bei entsprechendem Aufwand sogar für einen bestimmten Raumpunkt angegeben werden kann. Die Berechnungsverfahren sind allerdings sehr komplex, da magnetische Felder, Kopplung Magnetik – Mechanik, Mechanik, Strömungsmechanik, Kopplung Fluid – Festkörper und Wellenausbreitung in fluiden Medien nachgebildet werden müssen [5,21,22,23]. Zusätzlich ist die genaue Kenntnis von physikalischen Materialparametern wie Elastizitätsmodul, Poisson-Zahl und Dichte notwendig, was gerade für gebogene Membranenkegel mit unterschiedlicher Papierzusammensetzung schwer zu bestimmen ist.

Zur Optimierung des Lautsprechers wird die Finite Element Methode aus Gründen der erforderlichen Rechenleistung schrittweise für die einzelnen Bauteile eingesetzt. Den Feldlinienverlauf beliebiger Magnetsysteme zu berechnen, wie beispielsweise in Abb.17 dargestellt, bereitet keine Schwierigkeiten mehr, so dass der Kraftfaktorverlauf über der Auslenkung damit sehr gut optimiert werden kann. Für eine möglichst lineare Kraft-Weg-Kennlinie einer Zentriermembrane muss die Rillenhöhe von innen nach außen zunehmen [13]. Abb. 18 zeigt, dass dabei die maximalen Spannungen an den äußeren Rillen auftreten. Das Membranverhalten eines 160 mm Lautsprechers mit einem Frequenzgang gemäß Abb. 9 ist in der Abb. 19 dargestellt. Bei tiefen Frequenzen bewegt sich die Membrane pistonförmig, während sie bei hohen Frequenzen in Partialschwingungen aufbricht, so dass der auf der Membrane liegende Kreis unrund wird.

Finite Elemente erlauben das komplette Schwingverhalten einer Membrane zu simulieren. Allerdings hängt das Ergebnis stark von der Genauigkeit der physikalischen Parameter ab. Eine Papiermembrane kann unterschiedliche Zusammensetzung aufweisen, so dass die Bestimmung ihrer Parameter sehr schwierig ist. Eine iterative Methode besteht darin, die Simulationsergebnisse durch Variation der Eingangsparameter einer gemessenen Frequenzgangkurve so anzupassen, dass die wesentlichen Resonanzstellen (siehe hochfrequente Peaks in Abb. 9) in Simulation und Messung übereinstimmen. Falls damit die Parameter richtig erfasst wurden, kann nun durch FEM-Simulation die Geometrie der Membrane optimiert werden. Finite Elemente erfordern daher sehr viel Erfahrung, sparen einem Lautsprecherentwickler letztendlich jedoch sehr viel Zeit und Kosten für Musterwerkzeuge. FEM-Programme werden mittlerweile als Softwarewerkzeug entwickelt, mit dem ein Ingenieur die Lautsprecherkomponenten zusammenstellen und optimieren kann, ohne den zugrunde gelegten Programmalgorithmus zu kennen. Neuerdings werden sogar mathematisch ausgefeilte Optimierungsalgorithmen entwickelt, mit denen die Software selbständig die Materialparameter solange variiert, bis ein Frequenzgang in vorgegebenen Grenzen erreicht ist. Die Schwierigkeit be-

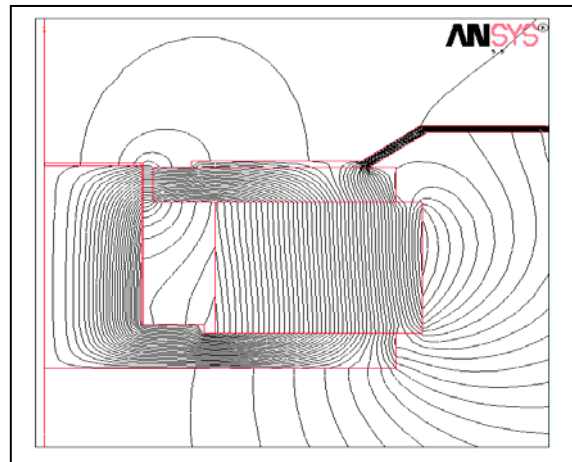


Abb. 17: Mit FEM simuliertes Magnetsystem, Feldliniensättigung am Boden der Polkernplatte.

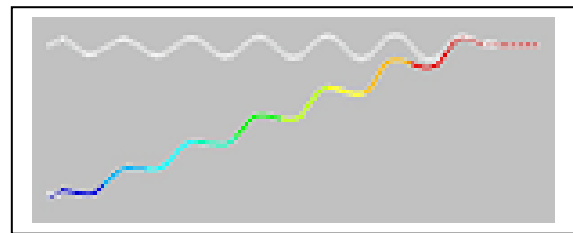


Abb. 18: Mit FEM simulierte Zentriermembrane, Spannungsverteilung bei Auslenkung.

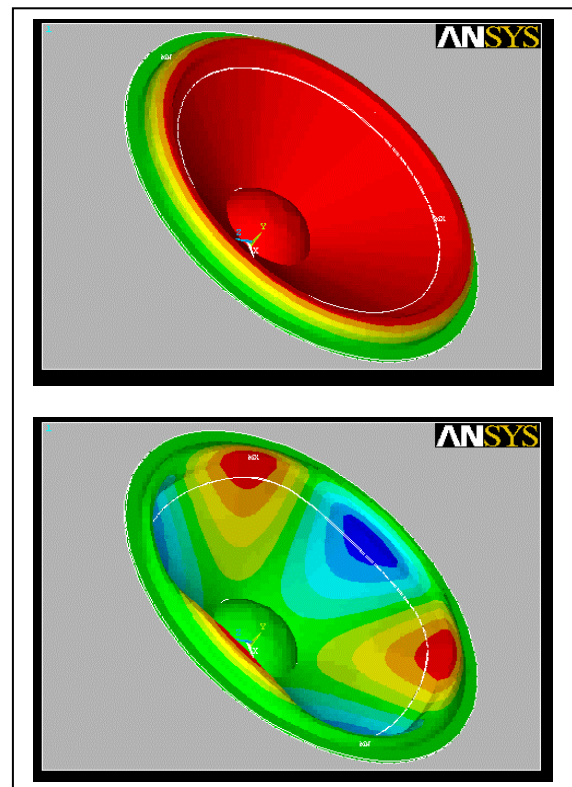


Abb. 19: Mit FEM simulierte Membrane, oben: Pistonbewegung bei tiefer Frequenz (Kreis rund), unten: Partialschwingungen bei hoher Frequenz (Kreis unrund).

steht jedoch in der Umsetzung der idealen Parameter in eine reale Membrane. In Abb. 20 ist ein mit FEM simulierter Frequenzgang eines Tieftöners im Vergleich zur Messung dargestellt. Die Genauigkeit der Simulation hängt stark von der

Genauigkeit der Materialparameter ab. Eine Simulation auf Basis des Ersatzschaltbildes liefert nur bei tiefen Frequenzen eine gute Übereinstimmung. Auch die FEM-Simulation der harmonischen Verzerrungen basierend auf dem nichtlinearen Verlauf des Kraftfaktors und der Steifigkeit liefern in Abb. 21 sehr gute Übereinstimmungen zur Messung [22].

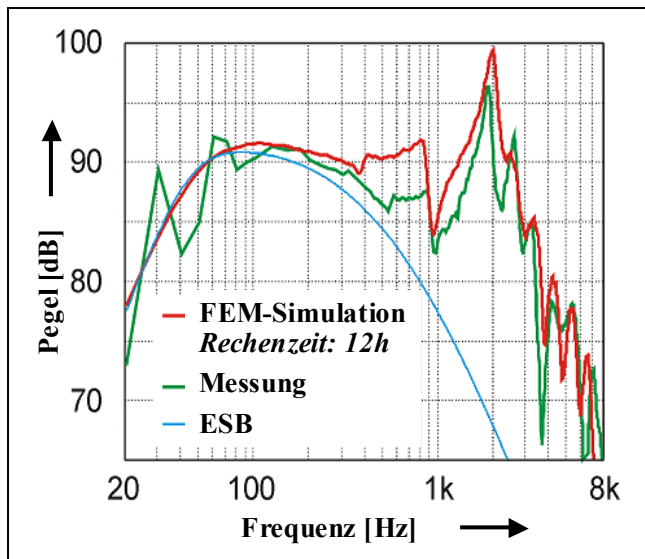


Abb. 20: Mit FEM simulierter Frequenzgang im Vergleich zur Messung und Berechnung über ein Ersatzschaltbild.

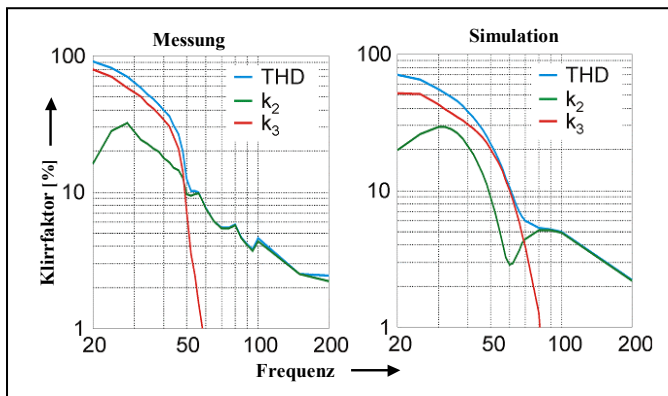


Abb. 21: Mit FEM simulierte Verzerrungen eines 160 mm Lautsprechers im Vergleich zur Messung.

6. Psychoakustik

Trotz aller Messtechnik wird das Klangverhalten des Lautsprechers letztendlich von unserem Gehör beurteilt. Die Anwendung psychoakustischer Erkenntnisse erfolgt bereits bei der Lautsprecherentwicklung. So ist es für den Hersteller wichtig, den anzustrebenden Frequenzgangverlauf zu kennen. Untersuchungen über Pegelanhebungen bzw. Absenkungen gemäß Abb. 22 in Frequenzbereichen um 3500, 8000, 12000 und 16000 Hz haben ergeben, dass Pegelabsenkungen um etwa 3 dB bei 3500 Hz, die die niedrigere Ruheshwelle in diesem Bereich berücksichtigen, und Anhebungen um 3 dB bei 16 kHz wegen der erhöhten Ruheshwelle bevorzugt werden [14].

Ein weiteres wichtiges Kriterium ist die Wahrnehmbarkeit von Verzerrungen, da diese auf den Unzulänglichkeiten des Lautsprechers beruhen. Untersuchungen mit Schmalbandrauschen (SBR) oder Sinustönen führen sicher zu niedrige-

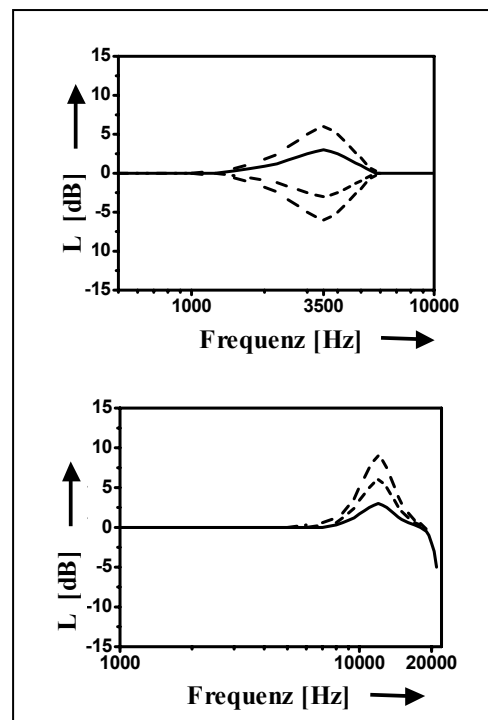


Abb. 22: Pegelanhebung oder -absenkung bei 3500 Hz (oben) bzw. 16 kHz (unten).

ren Schwellwerten als Musiksingale, bei denen die Verzerrungsprodukte zusätzlich durch das Nutzsignal verdeckt werden. Die Hörbarkeit von Verzerrungen kann vielfach abgeschätzt werden durch Skizzieren der zugehörigen Mithörschwellen-Tonheitsmuster [33]. Abb. 23 zeigt diese für ein Schmalbandrauschen um 100 Hz und einem Pegel von 70, 80, 90 und 100 dB. Daraus abgeleitet und durch Hörversuche bestätigt können harmonische Verzerrungen ab einem k_2 von 6 % bzw. k_3 von 1 % wahrgenommen werden [15]. Bei Musikkwiedergabe erhöhen sich die Werte auf 5 %. Bei tieffrequenter Anregung sind vor allem die kubischen harmonischen Verzerrungen gering zu halten, zumal sie quadratisch mit dem Eingangssignal anwachsen und inharmonisch klingen. Diese werden erzeugt durch eine symmetrische Auslenkungsbegrenzung der Steifigkeit $K_{MS}(x)$ und Begrenzungen durch die Spulenwickelbreite. Unsymmetrische Kurvenverläufe bei $K_{MS}(x)$ und $Bl(x)$ sowie Spulenversatz, die Ursachen für quadratische harmonische Verzerrungen, sind in diesem Fall nicht ganz so kritisch.

Intermodulationsverzerrungen mit einer tieffrequenten Komponente wie in Abb. 24 (oben) gezeigt, spiegeln ähnliche Verhältnisse wieder. Anders sieht es bei IM-Verzerrungen mit zwei höherfrequenten Primärtönen aus. Abb. 24 (unten) verdeutlicht, dass das Differenzprodukt der quadratischen IM-Verzerrungen von den Primärtönen nicht verdeckt und damit sehr gut gehört werden kann [16]. Quadratische IM-Verzerrungen entstehen durch Unsymmetrien bei $Bl(x)$ und $L_E(x)$ sowie durch Schwingspulenversatz, während kubische IM-Verzerrungen auf symmetrische Auslenkungsbegrenzungen beim Kraftfaktor und zu geringe Wickelbreite zurückzuführen sind [10]. Letztendlich bleibt also keine Wahl als den Lautsprecheraufbau so zu gestalten, dass die das Großsignalverhalten beschreibenden Kurvenverläufe symmetrisch und aufeinander abgestimmt sind.

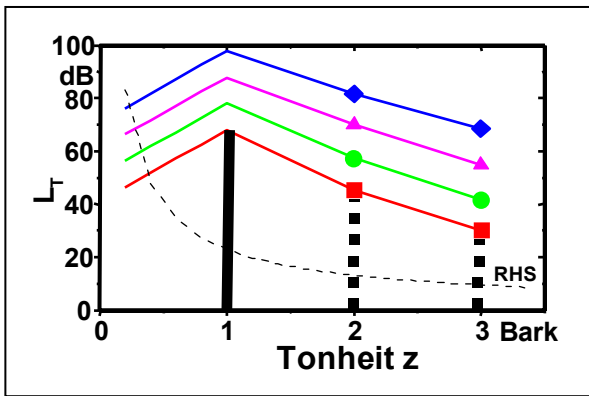


Abb. 23: Mithörschwellen-Tonheitsmuster für ein SBR bei 1 Bark (100 Hz) mit Pegeln von 70, 80, 90 und 100 dB.

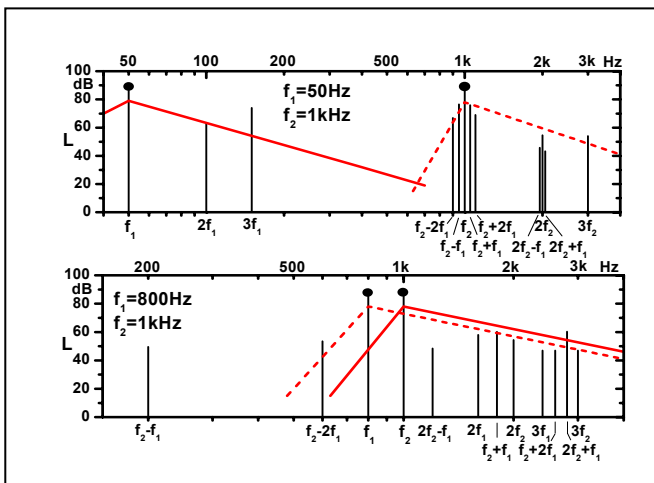


Abb. 24: Verzerrungsprodukte eines Lautsprechers bei entsprechenden Primärtönen, skizzierte Mithörschwelle der Primärtöne.

Die Psychoakustik gibt dem Lautsprecherentwickler aber auch Argumentationshilfen in die Hand. Die Forderung eines Automobilherstellers nach einem Schallpegel von 120 dB bei 40 Hz lässt sich zwar mit modernen 300 W Verstärkern realisieren, da der Autoinnenraum aufgrund von Druckkammereffekten 15 dB gegenüber dem Freifeldpegel anhebt, ist jedoch bei Betrachtung der Hörfläche nicht mehr sinnvoll, weil dann selbst bei tiefen Frequenzen Hörschäden auftreten können.

Das Klangverhalten von Boxen wird schließlich in umfangreichen Hörversuchen, in der Regel als Blindversuch in Einzeltests oder im Paarvergleich mit geübten Versuchspersonen getestet. Die Beurteilungskriterien sind vielfältig und müssen den Testpersonen genau bekannt sein. Vorschläge für Versuchsdurchführung, Testkriterien und Auswertung von Hörtests von Lautsprechern im Heim- und Studiobereich geben die AES-Empfehlung „Subjektive Evaluation of Loudspeakers“ und der Technical Report der IEC „Listening Tests on Loudspeakers“ [1,4].

Für den Hörtest von Lautsprechern im Automobil ist letztendlich nur eine Größenschätzung ohne Ankerschall praktikabel [17]. Die Vielzahl von Testkriterien kann auf ein paar wenige konzentriert werden wie in Abb. 25 dargestellt. Die Ergebnisse einzelner Fahrzeuge können so mit den Mittelwerten von mehreren getesteten Fahrzeugen verglichen werden.

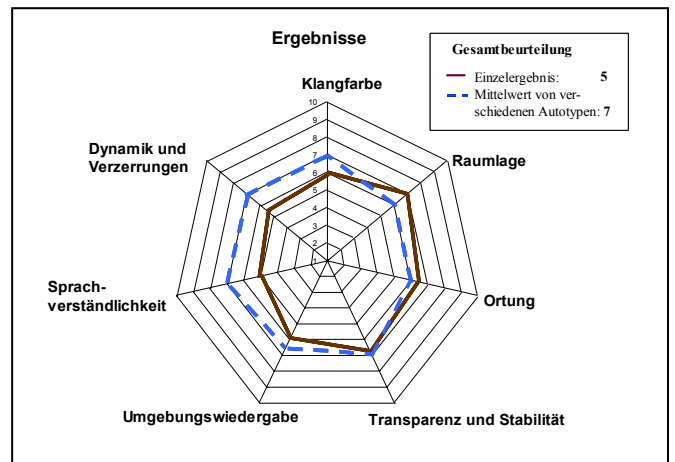


Abb. 25: Auswertung eines Hörtests für Automobile. Ergebnisse der Einzelkriterien (durchgezogen) eines beurteilten Fahrzeugs zum Mittelwert von sieben verschiedenen Kfz-Typen (gestrichelt).

7. Zusammenfassung

Der Streifzug durch die Entwicklungsgeschichte des Lautsprechers zeigt die enge Verknüpfung zwischen Messtechnik, modernen Simulationsmethoden und angewandter Psychoakustik. Die Wirkungsebene des Lautsprechers beginnt bei seinen Materialeigenschaften und der Geometrie seiner Bauteile. Hier greift bereits die entsprechende werkstoffkundliche Messtechnik an und die Finite Element Methode wird mit deren Materialparametern gespeist. Als Ergebnis der Materialeigenschaften erhält man ein Verhalten des Lautsprechers auf magnetischer, elektrischer und vor allem mechanischer Ebene, welches mit Klein- und Großsignalmessungen beschrieben wird. Von dieser Ebene, welche bereits durch Rückwirkungen des Schallfeldes beeinflusst wird, erhalten alle drei dargestellten Simulationsmethoden, nämlich das Ersatzschaltbild, die Adaptiven Filter und auch FEM ihre Eingangsgrößen, um damit im wesentlichen die hervorgerufene Wirkung auf akustischer Ebene simulieren zu können. Die Messtechnik überprüft diese Wirkung im spektralen, zeitlichen und räumlichen Bereich.

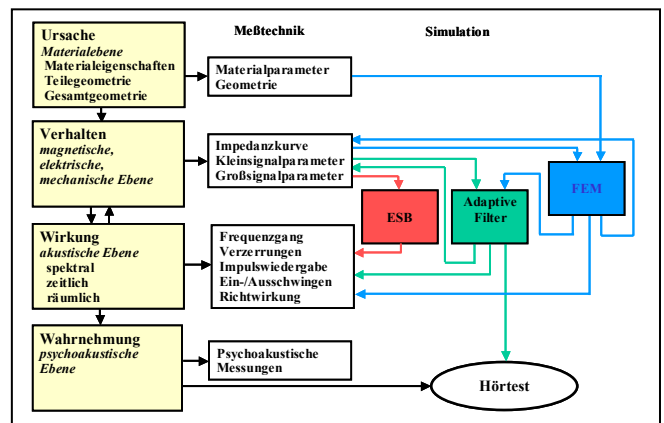


Abb. 26: Ebenen des Lautsprechers mit zugehörigen Messgrößen, die den drei verschiedenen Simulationsarten Ersatzschaltbild, Adaptive Filter und Finite Element Methode als Eingangs- bzw. Ausgangsgröße dienen.

Die Wirkung wird schließlich vom Gehör wahrgenommen und hinsichtlich seiner Informationsquantität und -qualität

beurteilt. Psychoakustische Messgrößen geben einzelne Hinweise auf die Qualität der Übertragung, können aber bisher noch kein Gesamturteil des Klangverhaltens eines Lautsprechers liefern, da die komplexen Zusammenhänge einzelner Empfindungsgrößen für eine gute Lautsprecherwiedergabe nicht bekannt sind. Auch Adaptive Filter, welche über FEM-Ergebnisse gespeist werden können, liefern nur Teilgrößen wie einzelne Verzerrungsarten, die über Hörtests beurteilt werden können. So bleibt nur unser Gehör als Messinstrument, das in Hörtests eine komplette Aussage über die Klangqualität verschiedener Lautsprechersysteme liefern kann. Selbst nach hundert Jahren Lautsprecherentwicklung hat sich von Prinzip her nichts geändert, nur die Entwicklungswerkzeuge und Messtechnik haben sich verbessert, so dass das komplexe Gefüge Lautsprecher optimiert werden kann. Künftige Trends zielen in Richtung flache und leichte Bauweise des Lautsprechers mit hoher elektrischer Belastbarkeit und gutem Wirkungsgrad.

Literatur

- [1] AES Recommended Practice for Professional Audio – Subjective Evaluation of Loudspeakers., AES 20, 1996.
- [2] Behler G., Bernhard A., Measuring Method to derive the Lumped Elements of the Loudspeaker Thermal Equivalent Circuit., presented at the 104th Convention, Amsterdam, preprint 4744, 1998.
- [3] Gaedtke M., Parametermessungen an Lautsprecher-Chassis. Franzis-Verlag, München, 1985.
- [4] IEC TR 61305-6 Sound System Equipment, Listening Test on Loudspeakers, Single Stimulus Ratings and Paired Comparisons. 2005.
- [5] Kaltenbacher M., Kreitmeier L., Krump G., Landes H., Lerch R., Rausch M.: Computer Aided Engineering (CAE) elektrodynamischer Lautsprecher. In: Fortschritte der Akustik, DAGA '98, Verlag: DEGA, Oldenburg, S. 424-425, 1998.
- [6] Klippel W., Measurement of Large-Signal Parameters of Electrodynamic Transducer., presented at the 107th Convention of the Audio Eng. Soc., New York, preprint 5008, 1999.
- [7] Klippel W., Distortion Analyzer – a New Tool for Assessing and Improving Electrodynamic Transducer., presented at the 108th Convention of Audio Eng. Soc., Paris, preprint 5109, 2000.
- [8] Klippel W., Speaker Auralization – Subjective Evaluation of Nonlinear Distortion., presented at the 110th Convention of the Audio Eng. Soc., Amsterdam, preprint 5310, 2001.
- [9] Klippel W., Prediction of Speaker Performance at High Amplitudes., presented at 111th Convention of the Audio Eng. Soc., New York, 2001.
- [10] Klippel W., Assessment of Voice Coil Peak Displacement X_{max} ., presented at the 112th Convention of the Audio Engineering Society, München, preprint 5508, 2002.
- [11] Klippel W., Nonlinear Modeling of the Heat Transfer in Loudspeakers., presented at 114th Convention of the Audio Eng. Soc., Amsterdam, 2003.
- [12] Krump G., Zur Temperaturabhängigkeit von Lautsprecherparametern. In: Fortschritte der Akustik, DAGA '97, Verlag: DEGA, Oldenburg, S. 533-534, 1997.
- [13] Krump G., Zur Messung statischer Kraft-Weg-Kennlinien von Lautsprechern. In: Fortschritte der Akustik, DAGA '96, Verlag: DEGA, Oldenburg, S. 466-467, 1996.
- [14] Krump G., Loudspeaker Frequency Response Targets at High Frequencies. In: DAGA '04, Verlag: DEGA, Oldenburg, 2004.
- [15] Krump G., Zur Wahrnehmung von tieffrequenten Verzerrungen. In: DAGA '00, Verlag: DEGA, Oldenburg, S. 486-488, 2000.
- [16] Krump G., Zur Wahrnehmung von Modulationsverzerrungen. In: DAGA '01, Verlag: DEGA, Oldenburg, ISBN 3-9804568-9-7, S. 408-409, 2001.
- [17] Krump G., Ein Hörtest zur Beurteilung von Lautsprechersystemen in Kraftfahrzeugen. In: Fortschritte der Akustik, DAGA '98, Verlag: DEGA, Oldenburg, S. 108-109, 1998.
- [18] Locanthi B.N., Application of Electric Circuit Analogies to Loudspeaker Design Problems. IRE Trans. Audio, vol. **PGA-6**, 1952; wiederveröffentlicht in J. Audio Eng. Soc., vol. **19**, S. 778, Okt. 1971.
- [19] Olson H.F., Acoustical Engineering, 1950.
- [20] Panzer J., PC-Workshop der Lautsprecher-Simulationstechnik. Franzis-Verlag, München, ISBN 3-7723-4812-2, 1996.
- [21] Rausch M., Lerch R., Kaltenbacher M., Landes H., Krump G., Kreitmeier L., Optimization of electrodynamic loudspeaker-design parameters by using a numerical calculation scheme. ACUSTICA-Acta Acustica vol. **85**, Hirzel Verlag, S. 412-419, 1999.
- [22] Rausch M., Kaltenbacher M., Kreitmeier L., Krump G., Landes H., Lerch R., Numerische Analyse und Computeroptimierung von elektrodynamischen Lautsprechern. In: DAGA '01, Verlag: DEGA, Oldenburg, ISBN 3-9804568-9-7, S. 412-413, 2001.
- [23] Rausch M., Kaltenbacher M., Landes R., Kreitmeier L., Krump G., Computer-Aided Design of Electrodynamic Loudspeakers by Using a Finite Element Method., presented at 111th Convention of the Audio Eng. Soc., New York, preprint 5420, 2001.
- [24] Rice C.W. und Kellogg E.W., Notes on the Development of a New Type of Hornless Loudspeaker. J. Am. Inst. Elec. Engrs. vol. **44**, no. 9, Sept. 1925.
- [25] Rice C.W. und Kellogg E.W., Notes on the Development of a New Type of Hornless Loudspeaker (reprint). J. Audio Eng. Soc., vol. **30**, S. 512-521, July/Aug. 1982.

[26] Siemens und Halske, Telephone und Rufapparate mit magnetischer Gleichgewichtslage der schwingenden Theile. Patent DRP 2355, erteilt am 14.12.1877.

[27] Small R.H., Simplified Loudspeaker Measurements at Low Frequencies. Proc. IREE (Australien), vol. **32**, S. 299-304, Aug. 1971; wiederveröffentlicht in J. Audio Eng. Soc., vol. **20**, S. 28, Jan./Feb. 1972.

[28] Small R.H., Direct Radiator Loudspeaker System Analysis. IEEE Trans. Audio and Elektroacoustics, vol. **AU-19**, no. 4, S. 269, Dez. 1971; wiederveröffentlicht in J. Audio Eng. Soc., vol. **20**, no. 5, S. 383, Juni 1972.

[29] Small R.H., Closed-Box Loudspeaker Systems. J. Audio Eng. Soc., vol. **20** S. 798, Dez. 1972 und vol. **21**, S. 11, Jan./Feb. 1973.

[30] Small R.H., Vented-Box Loudspeaker Systems, Part I: Small-Signal Analysis; Part II: Large-Signal Analysis; Part III: Synthesis; Part IV: Appendices. J. Audio Eng. Soc., vol. **21**, S. 363-372, Juni 1973; S. 438-444, Juli/Aug. 1973; S. 549-554, Sept. 1973; S. 635-639, Okt. 1973.

[31] Thiele A.N., Loudspeakers in Vented Boxes. Proc. IREE (Australien), vol. **22**, p. 487-508, Aug. 1961; wiederveröffentlicht in J. Audio Eng. Soc., vol. **19**, S. 382, Mai 1971 und S. 471 Juni 1971.

[32] Thuras A.L., Sound translating Device. U.S. Patent No. 1,869,178, eingereicht am 15.8.1930, erteilt am 26.7.1932.

[33] Zwicker E., Fastl H., Psychoacoustics- Facts and Models., Springer-Verlag, ISBN 3-540-52600-5, 1990.