

Optimiertes Tiefton-Lautsprechersystem für automobile Anwendungen

Dirk Olszewski¹, Wolfgang Klippel²

¹ *paragon GmbH & Co. KGaA, 33129 Delbrück, E-Mail: dirk.olszewski@paragon.ag*

² *Klippel GmbH, 01309 Dresden, E-Mail: wklippel@klippel.de*

Einleitung

Lautsprecher im Automobil sind dem intensiven Spannungsfeld zwischen akustischen Anforderungen, Designansprüchen und Bauraumbeschränkungen ausgesetzt: Auf der einen Seite wird eine hochperformante Bass- und Grundtonwiedergabe gefordert, welche entsprechende Anforderungen hinsichtlich Bauraum und Positionierung stellt. Auf der anderen Seite jedoch wird der geforderte Bauraum beschränkt durch ebensolche Anforderungen benachbarter Bauteile, während die Einbauposition selbst zusätzlich durch Vorgaben des Interieur-Designs mitbestimmt wird. Der mögliche Lösungsraum dieses Mehrziel-Optimierungsproblems ist meist ein Kompromiss und führt oft zu einer suboptimalen akustischen Performanz.

In dieser Arbeit wird ein Verfahren vorgestellt, das mittels nichtlinearer adaptiver Regelung den verzerrungsarm nutzbaren Bereich der Membranauslenkung eines Lautsprecherchassis erweitert. Ein gegebenes Chassis wird somit in die Lage versetzt, bei gleichbleibenden Verzerrungen höhere akustische Pegel zu liefern, besonders im Tieftonbereich. Verringert man nun die Membranfläche im gleichen Verhältnis wie zuvor die Auslenkung erhöht wurde, erhält man ein Lautsprechersystem, das gleichen akustischen Pegel bei gleichen Verzerrungen wie zuvor, aber bei geringerer Bauraumanforderung erzielt.

Eine automotive Realisierung dieses Verfahrens wird in Form eines Sitzkisten-Demonstrators vorgestellt. Dieser beinhaltet die Einbettung in eine verteilte Audio-Systemarchitektur, welche eine effiziente Implementierung sowie eine flexible Integration in die Entertainment-Infrastruktur eines Fahrzeugs ermöglicht. Die Wirksamkeit des Verfahrens wird dabei in Form von Messungen dokumentiert.

Linearisierung der Lautsprecherdynamik

Abbildung 1 zeigt ein Verfahren zur Linearisierung der Lautsprecherdynamik mittels nichtlinearer adaptiver Regelung. Das Verfahren basiert auf der Echtzeit-Überwachung des Schwingspulenstroms und gewährleistet ein definiertes Übertragungsverhalten zwischen digitalem Eingangssignal $w(t)$ und Schalldruck-Ausgangssignal $p(t)$ des Lautsprechers über seine Lebensdauer hinweg.

Mittels parametrischer Filter wird zunächst eine Abstimmung des Ziel-Frequenzgangs durchgeführt [1]. So kann z. B. für kleine Lautsprecherchassis und/oder kleine Gehäuse eine Erweiterung des Frequenzgangs zu tieferen Frequenzen hin erzielt werden. Um mechanische und thermische Überlastung des Lautsprecherchassis zu vermeiden, sind entsprechende Schutzvorrichtungen vorhanden [2], [3]. Die gleichzeitige Realisierung von maximalem Schalldruckpegel und zuverlässiger Schutzfunktion erfordert ein Modell, das

sowohl thermodynamische Aufheizprozesse der Schwingspule als auch elektroakustische Nichtlinearitäten berücksichtigt. Die dominanten Nichtlinearitäten $Bl(x)$, $K_{MS}(x)$, $R_{MS}(v)$ und $L(x)$ verursachen ein deterministisches Übertragungsverhalten [4], so dass mittels nichtlinearer Regelung ein vorverzerrtes Signal erzeugt werden kann, das die im nachfolgenden Lautsprecher entstehenden nichtlinearen Verzerrungen kompensiert [5]. Eine adaptive Parameter-Identifikation gewährleistet dabei Robustheit gegenüber Veränderung der relevanten Lautsprecherparameter durch Umwelteinflüsse, Produktionstoleranzen und Alterungsprozesse [6].

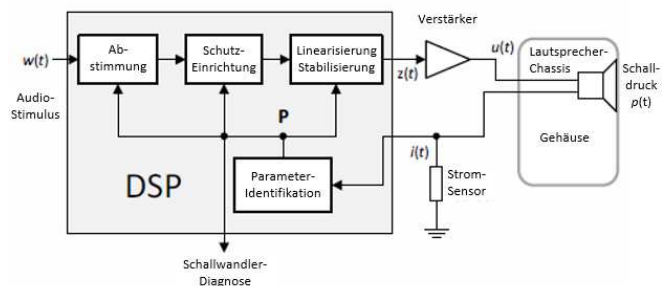


Abbildung 1: Verfahren zur Linearisierung der Lautsprecherdynamik mittels nichtlinearer adaptiver Regelung.

Der Algorithmus zur Realisierung dieses Verfahrens benötigt weniger als 100 MIPS Rechenleistung und ist Hardwareseitig lediglich auf einen Stromsensor angewiesen. Bei Verwendung eines gleichspannungsgekoppelten Verstärkers kann zusätzlich auch ein Schwingspulenversatz ausgeglichen und somit maximale Auslenkung gewährleistet werden [7].

Verteiltes automotives Audiosystem

Während herkömmliche Architekturen auf einem zentralen Mehrkanal-DSP-Verstärker basieren, fußt das verteilte System auf der Verwendung mehrerer verteilter Module, die über einen digitalen Bus miteinander verbunden sind. Die Module sind Bestandteil eines modularen Baukastens, welcher beliebige Kombinationen aus HW- und SW-Modulen zulässt und somit eine flexibel skalierbare Systemarchitektur ermöglicht. Im Idealfall werden dabei viele verschiedene SW-Funktionen auf identischen HW-Modulen verteilt, so dass auf der HW-Seite eine kostengünstige Gleichteilstrategie realisiert und die Funktionsvielfalt allein über die SW gesteuert wird [8], [9]. Zum einen wird auf diese Weise ein flexibles und skalierbares Systemdesign ermöglicht, während auf der anderen Seite auch die Kosten reduziert werden können [10]. Abbildung 2 zeigt eine beispielhafte Implementierung eines solchen verteilten Audiosystems für ein Automobil. Ein HW-Modul (M) besteht hier aus einem Busteilnehmer und einem DSP sowie aus einem gleichspannungsgekoppelten 4-Kanal-Class-D-Verstärker mit integrierter Echtzeit-Strommessung und flexibler

Kanalkonfiguration, d. h. es können beispielsweise alle Kanäle unabhängig voneinander betrieben werden oder paarweise parallel in Power-BTL-Konfiguration.

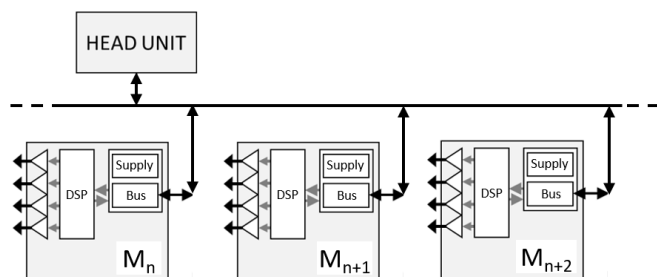


Abbildung 2: Verteiltes Audiosystem für ein Automobil.

Im SW-Framework des jeweiligen DSP kann eine Vielzahl von Funktionen eingebettet werden, wie z. B. Diagnose- und Kommunikationsfunktionen, grundlegende Audiosignalverarbeitung wie z. B. Lautsprechermanagement und spezielle Funktionen wie die Linearisierung der Lautsprecherdynamik.

Sowohl Audio- als auch Steuer- und Diagnosesignale werden über einen gemeinsamen Bus übertragen. Die Headunit übernimmt dabei sowohl die Funktion der Medienquelle als auch die des Befehlsgebers. Gleichzeitig können Diagnosewerte wie z. B. in Echtzeit ermittelte Zustandsgrößen des Lautsprecherchassis über die Headunit ausgewertet werden.

Realisierung des Demonstrators

Die Einbettung des Algorithmus zur Lautsprecher-Linearisierung in eine verteilte Systemarchitektur erlaubt eine besonders effiziente Symbiose: Durch die unmittelbare Nähe des Verstärkers zum Lautsprecherchassis werden analoge Leitungslängen und damit einhergehende Verluste auf nahezu Null reduziert. Aus demselben Grunde spielen Leitungsquerschnitte nun keine Rolle mehr beim System-Gesamtgewicht. So können hier große Querschnitte gewählt und große Ströme verlustarm an kleine Lautsprecherimpedanzen übertragen werden, so dass auf den in herkömmlichen Architekturen verwendeten Spannungswandler für den Verstärker verzichtet werden kann.



Abbildung 3: Aufbau des Sitzkasten-Demonstrators. Der Ausschnitt oben links zeigt das 2-Wege-System der Beifahrertür mit abgenommenem Schutzgitter. Mittels Linearisierung soll der 10-cm-Tieftöner im Kasten unten links ein „unbehandeltes“ 13-cm-Chassis ersetzen.

Der Demonstrator wurde realisiert in Form einer Sitzkiste, die in Abbildung 3 ersichtlich ist und u. a. eine Headunit enthält, welche über einen digitalen Bus mit einem 2-Wege-Türlautsprechersystem verbunden ist. Der Tieftöner dieses Systems besteht aus einem 10-cm-Chassis, das – gemessen an seiner akustischen Performanz – dank Linearisierung und somit Nutzbarmachung einer größeren Membranauslenkung ein 13-cm-Chassis ersetzen soll und dementsprechend weniger Bauraum benötigt. Der Algorithmus zur Linearisierung ist in das DSP-Framework eines HW-Moduls eingebettet, welches ebenfalls in der Tür in unmittelbarer Nähe zum Tieftöner untergebracht ist und zusätzlich eine 2-Wege-Frequenzweiche zur Aufteilung der Signalpfade zwischen Hoch- und Tieftöner enthält.

Mittels einer entsprechend gestalteten Bedienoberfläche der Headunit können die folgenden Betriebsmodi für den Tieftöner gefahren werden:

- 1) Nativer Frequenzgang
- 2) Bandbreitenerweiterung
- 3) Bandbreitenerweiterung und Linearisierung

In Modus 1 spielt der Tieftöner mit nativem Frequenzgang, d. h. ohne jegliche Entzerrung. In Modus 2 wird eine Bandbreitenerweiterung zu tieferen Frequenzen hin erzielt, so dass der Frequenzgang des 10-cm-Chassis gezielt an denjenigen eines in einem größeren Gehäuse verbauten 13-cm-Chassis angeglichen wird. Modus 3 entspricht Modus 2 zzgl. Linearisierung der Lautsprecherdynamik.

Der Anwendungsbereich ist eine Vollbandbreitendarbietung mit akzeptablem Pegel ohne Bass-Unterstützung durch einen Subwoofer. Dementsprechend wird der Einsatzbereich des 13-cm-Referenz-Chassis auf Frequenzen oberhalb von 60 Hz festgelegt und der dort nutzbare Referenzpegel durch denjenigen Wert definiert, der sich mit Verzerrungen unterhalb von 10 % THD-F erzielen lässt. Ziel ist eine ebenbürtige akustische Performanz bei Verwendung des 10-cm-Tieftöners inklusive Linearisierung.

Messergebnisse

Das im Demonstrator verbaute 2-Wege-System wurde in einem reflexionsarmen Raum platziert und der Frequenzgang und die Verzerrungen bezogen auf die Grundschwingung (THD-F) in 1 m Abstand auf Achse gemessen. Zusätzlich erfolgte ein Vergleich mit dem 13-cm-Referenz-Chassis. Relevant ist dabei jeweils die Performanz im Tieftonbereich, weshalb der Hochtonzweig in der folgenden Untersuchung außer Acht gelassen und der zu beobachtende Frequenzbereich auf den Bereich zwischen 50 und 500 Hz eingeschränkt wird.

Abbildung 4 zeigt zunächst Frequenzgang und Verzerrungen des Referenz-Chassis bei Referenzpegel. Mit der oben genannten Anforderung von max. 10 % THD-F bei Frequenzen oberhalb von 60 Hz ergibt sich ein maximal nutzbarer Schalldruckpegel von ca. 80 dB, der bei 60 Hz einer Auslenkung von etwa ± 2 mm entspricht. Das Referenz-Chassis wurde dabei bereits so entzerrt, dass ein möglichst gleichmäßiger Frequenzgang erzielt wird.

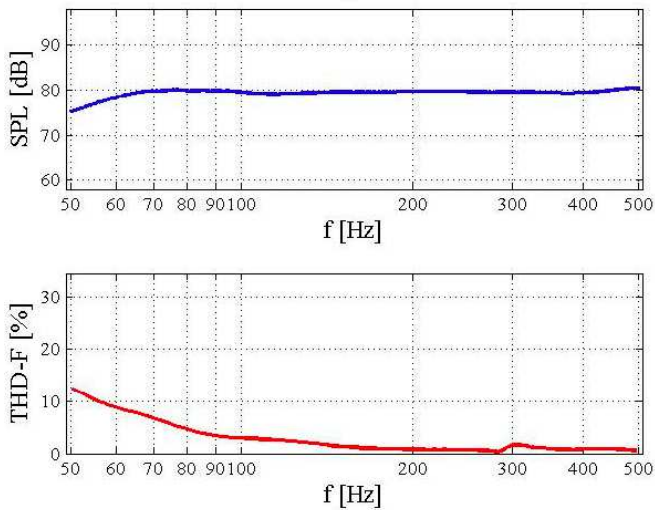


Abbildung 4: Frequenzgang und Verzerrungen des 13-cm-Chassis bei Referenzpegel.

Abbildung 5 zeigt den Kraftfaktor Bl des zu verwendenden 10-cm-Chassis über der Auslenkung x . Der nutzbare Bereich, der ein Verzerrungsniveau unter 10 % THD-F ermöglicht und im Bereich $Bl > 82\%$ zu erwarten ist, beträgt hier 3,8 mm Spitze-Spitze bzw. $\pm 1,9$ mm.

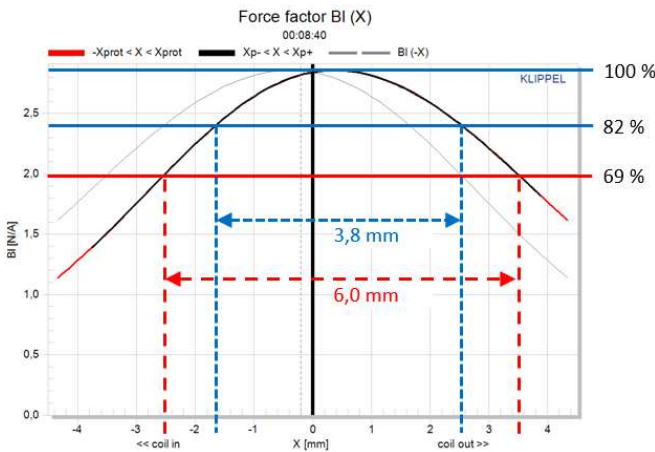


Abbildung 5: Verlauf des Kraftfaktors $Bl(x)$ für das zu verwendende 10-cm-Chassis.

Um identischen Schalldruckpegel im betrachteten Frequenzbereich zu erreichen, muss das 10-cm-Chassis aufgrund seiner um 33 % geringeren Membranfläche eine um etwa 48 % größere Auslenkung vollführen, also ca. ± 3 mm. Wie in Abbildung 5 zu erkennen ist, muss also die Schwingspule in einen Bereich ausgelenkt werden, in dem der Kraftfaktor bereits auf 69 % seines Maximalwerts abgesunken ist, was ohne Linearisierung mit erheblichen Verzerrungen einhergehen würde. Zusätzlich müssen Schwingspulenversatz und Asymmetrie des Kraftfaktorsverlaufs ausgeglichen werden.

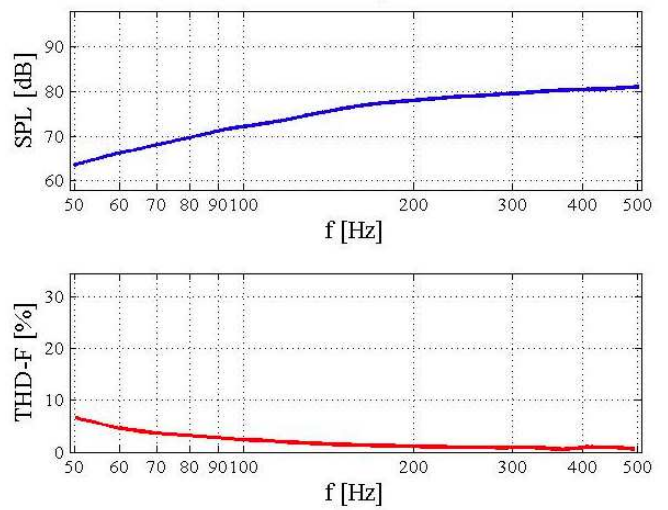


Abbildung 6: Nativer Frequenzgang und Verzerrungen des 10-cm-Chassis

Abbildung 6 zeigt den nativen, d. h. nicht entzerrten Frequenzgang und die damit einhergehenden Verzerrungen des 10-cm-Chassis. Deutlich erkennbar ist der zu tiefen Frequenzen hin abfallende Schalldruckpegel, der eine Bandbreitenerweiterung im Sinne der Zielvorgabe erforderlich macht. Das Resultat dieser Bandbreitenerweiterung ist aus Abbildung 7 zu entnehmen.

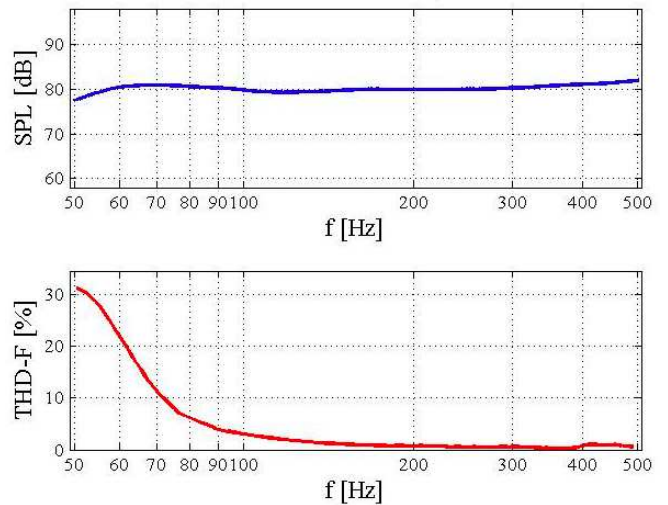


Abbildung 7: Frequenzgang und Verzerrungen mit Bandbreitenerweiterung

Durch die Bandbreitenerweiterung wird die Membranauslenkung offenbar deutlich über den linearen Bereich hinaus getrieben, wodurch erwartungsgemäß unerwünscht hohe Verzerrungen bis über 20 % im Nutzfrequenzbereich entstehen. Aktiviert man nun die Linearisierung, werden diese Verzerrungen zu einem großen Teil wieder kompensiert, was aus Abbildung 8 hervorgeht: Bei 60 Hz werden die Verzerrungen (THD-F) um rund 14 dB reduziert, bei 70 Hz um 7 dB und bei 80 Hz um 4 dB.

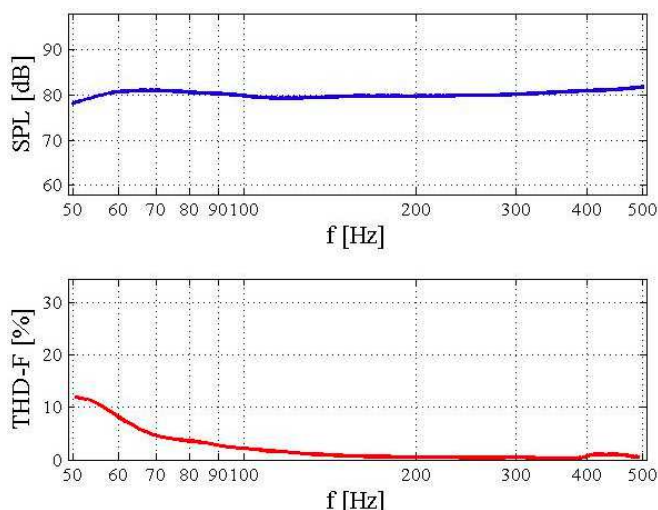


Abbildung 8: Verzerrungsreduktion durch Linearisierung

Oberhalb von 100 Hz ist eine kaum noch signifikante Verzerrungsreduktion erkennbar, was einerseits durch die in diesem Bereich nur geringen und daher bereits ohne Linearisierung als linear nutzbaren Auslenkungen erklärbar ist und zum anderen ein bereits sehr niedriges Verzerrungsniveau unter 3 % THD-F und somit kaum noch Verbesserungsbedarf besteht. In Summe wird durch den Einsatz der Linearisierung das Verzerrungsmaß des bandbreitenerweiterten 10-cm-Chassis im Zielfrequenzbereich wieder auf ein nutzbares Maß unter 10 % THD-F begrenzt.

Zusammenfassung und Ausblick

Abbildung 9 zeigt einen direkten Vergleich von Frequenzgang und Verzerrungen des 13-cm-Chassis und des linearisierten 10-cm-Chassis.

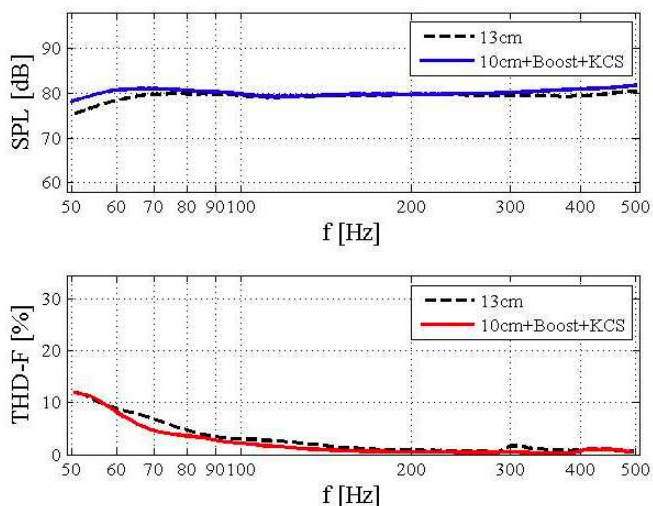


Abbildung 9: Vergleich 13-cm-Chassis mit linearisiertem 10-cm-Chassis

Es wird unmittelbar erkennbar, dass der Frequenzgang des 10-cm-Chassis relativ nahe an denjenigen des 13-cm-Chassis angeglichen wurde und dass auch die Verzerrungen beider Systeme durch Linearisierung des 10-cm-Chassis auf ähnlichem Niveau liegen. Somit wird das Ziel erreicht, ein gegebenes Lautsprechersystem mittels Linearisierung durch ein System mit kleinerer aktiver Fläche und dementsprechend geringeren Bauraumanforderungen zu ersetzen. Ohne die

Linearisierung würde zwar die Angleichung des Frequenzgangs ermöglicht, allerdings wären die Verzerrungen so hoch, dass eine audiophile Anwendung kaum möglich erscheint.

Der erzielte Schalldruckpegel erscheint in der vorliegenden Anwendung mit ca. 80 dB im Nutzfrequenzbereich zunächst nicht besonders hoch. Er wird aber erhöht durch den sitzpositionsbedingten Hörabstand, der im Allgemeinen geringer ist als die gewählte Messentfernung von 1 m. Eine zusätzliche Pegelerhöhung ist durch den in der Fahrzeugkabine auftretenden Druckkammereffekt zu erwarten.

Um das hier gezeigte Verfahren zu optimieren, kann im Rahmen einer Weiterentwicklung zunächst die akustische Leistung hochskaliert werden, z. B. in Form eines Subwoofer-Konzepts. Dabei kann die Zielsetzung beispielsweise darin bestehen, ein in heutigen Premium-Fahrzeugen bei hochwertigen Audiosystemen verbauten 10“-Subwoofer mit 20 Litern Gehäusevolumen durch ein 8“-Zoll-Chassis zu ersetzen, das gleiche akustische Performanz bietet, allerdings bei halbiertem Gehäusevolumen. In diesem Zuge können bereits während der Chassis-Entwicklung verschiedene Konstruktionsdetails gezielt auf eine Zusammenarbeit mit dem Linearisierungsalgorithmus hin optimiert werden mit dem Ziel einer maximierten Wirtschaftlichkeit.

Literatur

- [1] Ramos, G., Lopez, J.: Filter Design Method for Loudspeaker Equalization Based on IIR Parametric Filters. *J. Audio Eng. Soc.*, Vol. 54, No. 12 (2006), 1162-1178
- [2] Klippel, W.: Mechanical Overload Protection of Loudspeaker Systems. *J. Audio Eng. Soc.*, Vol. 64, No. 10 (2016), 771-783
- [3] Pedersen, K. M.: Thermal Overload Protection of High-Frequency Loudspeakers. Dissertation, Salford University (2002)
- [4] Klippel, W.: Loudspeaker Nonlinearities – Causes, Parameters, Symptoms. *J. Audio Eng. Soc.* 54, No. 10 (2006), 907-939
- [5] Klippel, W.: Active Compensation of Transducer Nonlinearities. *AES*, 23 (2003)
- [6] Klippel, W.: Adaptive Nonlinear Control of Loudspeaker Systems. *J. Audio Eng. Society* 46 (1998), 939-954
- [7] Klippel, W.: Adaptive Stabilization of Electrodynamical Transducers. *J. Audio Eng. Soc.* Vol. 63 (2015), 154-160
- [8] Olszewski, D. et al: A Distributed Audio System for Automotive Applications. *AES Convention* 144 (2018)
- [9] Datenblatt Soundsystem 3D+, URL: https://www.paragon.ag/fileadmin/user_upload/Datenblaetter/Akustik/paragon_3D_Soundsystem_D_geschuetzt.pdf
- [10] Olszewski, D., Schwehr, S.: Verteiltes Audiosystem – Konzept für neue Systemarchitekturen. *ATZelektronik* 13 (2018), 68-73