

# Distributed Mechanical Parameters of Loudspeakers (Part 1: Measurement)

## Parâmetros mecânicos distribuídos de alto falantes (Parte 1: Medições)

Wolfgang Klippel<sup>1</sup>, Joachim Schlechter<sup>2</sup>

<sup>1</sup>University of Technology Dresden, Dresden, Germany, [wklippel@klippel.de](mailto:wklippel@klippel.de)

<sup>2</sup>KLIPPEL GmbH, Dresden, Germany, [schlechter@klippel.de](mailto:schlechter@klippel.de)

### ABSTRACT

The mechanical vibration of loudspeaker drive units is described by a set of linear transfer functions and geometrical data which are measured at selected points on the surface of the radiator (cone, dome, diaphragm, piston, panel). These distributed parameters supplement the lumped parameters (Thiele/Small, nonlinear, thermal parameters), simplify the communication between cone, driver and loudspeaker system design and open new ways for loudspeaker diagnostics which is discussed in two related papers. The first paper focuses on the laser scanning techniques and the post processing of the data. The mechanical vibration can be summarized as a new quantity called *accumulated acceleration level* (AAL) which is comparable with the sound pressure level (SPL) if no acoustical cancellation occurs. This and other derived parameters are the basis for modal analysis and novel decomposition techniques which make the relationship between mechanical vibration and sound pressure output more transparent. Finally, the usage of the distributed parameters within finite and boundary element analyses is addressed and conclusions for the loudspeaker design process are made.

### RESUMO

A vibração mecânica das unidades de acionamento do alto-falante é descrita por um conjunto de funções de transferência linear e dados geométricos que são medidos em pontos selecionados na superfície do radiador (cone, cúpula, diafragma, pistão, painel). Estes parâmetros distribuídos complementam os parâmetros concentrados (*Thiele/Small*, não-linear, parâmetros térmicos), simplificam a comunicação entre o cone, o *driver* e o projeto do sistema do alto-falante, além de abrir novos caminhos para o diagnóstico de alto falante que é discutido em dois artigos relacionados. O primeiro artigo está focado na varredura à laser e nas técnicas de pós-processamento dos dados. A vibração mecânica pode ser resumida como uma nova quantidade chamada de nível de aceleração acumulada (AAL), que é comparável com o nível de pressão sonora (SPL), quando não há cancelamento acústico. Este e outros parâmetros derivados são a base para a análise modal e novas técnicas de decomposição que fazem a relação entre as vibrações mecânicas e a saída da pressão sonora mais transparente. Finalmente, o uso dos parâmetros distribuídos através das análises de elementos finitos e de contorno são os apontados e as conclusões para o projeto do alto falante são feitas.

### 1. INTRODUCTION INTRODUÇÃO

Sound radiating electro acoustical transducers (woofers, tweeters, headphones, micro-speakers, etc.) can be described by characteristics which are almost

independent of the properties of the input signal. Such characteristics are resonance frequency, loss factor and other linear Thiele-Small parameters corresponding with an electrical equivalent circuit using lumped parameters [1]. Nonlinear and thermal parameters have been introduced to assess the behavior of the loudspeaker in the large signal domain[2], [3]. Some of

these parameters are single-valued numbers others are functions such as the electrical input impedance  $Z(f)=U(f)/I(f)$  which depends on frequency and nonlinear parameters such as the stiffness  $K_{ms}(x)$  which varies with displacement  $x$ . Those parameters of a particular drive unit describe with sufficient accuracy the relationship between voltage  $u(t)$  and current  $i(t)$  at the terminals and the driving force  $F_{coil}$  and the velocity  $V_{coil}$  of the voice coil as illustrated in Fig. 1.

Transdutores eletro-acústicos de radiação sonora (*woofers*, *tweeters*, fones de ouvido, *micro-speakers*, etc) podem ser descritos por características quase independentes das propriedades do sinal de entrada. Tais características são a frequência de ressonância, fator de perda e outros parâmetros lineares *Thiele-Small*, correspondentes com um circuito elétrico equivalente, usando parâmetros concentrados [1]. Parâmetros não-lineares e térmicos foram introduzidos para avaliar o comportamento do alto-falante no domínio de grandes sinais [2], [3]. Alguns destes parâmetros são de valor único, outros são funções como a impedância elétrica de entrada  $Z(f)=U(f)/I(f)$ , a qual depende da frequência, e outros são parâmetros não-lineares, como a rigidez  $K_{ms}(x)$ , que varia de acordo com deslocamento  $x$ . Estes parâmetros de uma unidade de acionamento especial descrevem com precisão a relação entre a tensão  $u(t)$  e corrente  $i(t)$  nos terminais e a força motriz,  $F_{coil}$  e a velocidade da bobina móvel  $V_{coil}$ , como ilustrado na Figura. 1.

Unfortunately, the lumped parameters are bounded to the one-dimensional signal path and can not describe the multi-dimensional signal flow via the mechanical system into the sound field. At high frequencies where the radiator which could be a cone, dome, diaphragm, plate or panel does not vibrate as a rigid piston a model based on distributed mechanical parameters is required [4]. Finite Element Analysis (FEA) uses distributed parameters and gives valuable insight into the mechanical vibrations and is a powerful tool for designing various components of loudspeakers, such as moving assemblies and motors. This is not only important for headphones, microspeakers and loudspeaker drive units covering the full audio band but also for describing the rocking mode and the first

bending modes (e.g. surround resonance) in woofers, midrange drivers and tweeters.

Infelizmente, os parâmetros concentrados são limitados por um sinal unidimensional e não podem descrever o fluxo de sinal multi-dimensional, através do sistema mecânico em um campo de som. Em altas frequências, onde o radiador poderia ser um cone, cúpula, diafragma, placa, ou painel, este não vibraria como um pistão rígido, seria necessário um modelo baseado em parâmetros mecânicos distribuídos[4]. A Análise de Elementos Finitos (FEA) usa parâmetros distribuídos, dá informações importantes sobre as vibrações mecânicas e é uma poderosa ferramenta para a concepção de várias componentes de alto-falantes, como o movimento do conjunto e de motores. Isso não é apenas importante para fones de ouvido, *microspeakers* e unidades de acionamento de alto-falantes cobrindo toda a banda de áudio, mas também para descrever o modo de balanço e os primeiros modos de flexão (por exemplo, ressonância da borda) em *woofers*, *drivers midrange* e *tweeters*.

This paper and a related paper [5] address the idea of using mechanical and geometrical characteristics of the radiator to describe loudspeaker drive units more comprehensively and to simplify the communication between driver and loudspeaker system design. In this first paper basic parameters will be defined and general requirements on measurement and representation will be discussed. Derived parameters will be presented which simplify the interpretation of the results. Finally, the consequences to the design of drive units and complete systems are discussed.

Este trabalho e um artigo relacionado [5] transmitem a idéia de utilizar-se características mecânicas e geométricas do radiador para descrever unidades de acionamento do alto-falante de forma mais abrangente, simplificando assim, a comunicação entre o *driver* e o projeto do sistema do alto-falante. Neste primeiro artigo serão definidos parâmetros básicos e serão discutidos requisitos gerais sobre a medição e representação. Parâmetros derivados serão apresentados para simplificar a interpretação dos resultados e, por fim, serão discutidas as conseqüências para a concepção das unidades de acionamento e de sistemas completos.

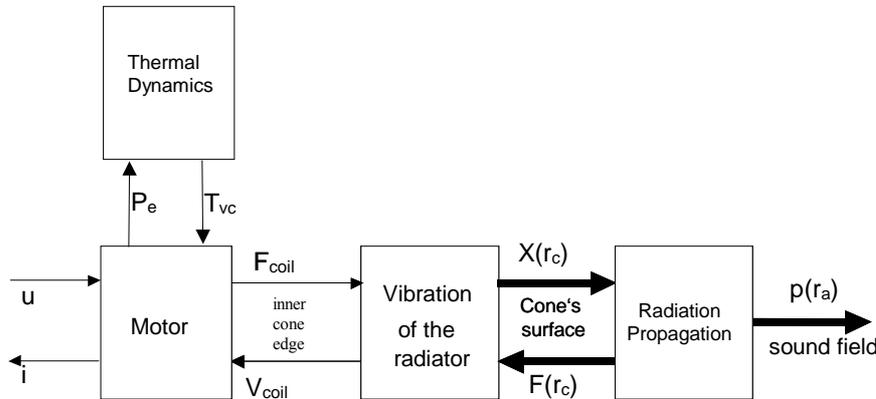


Fig 1: Modeling Loudspeaker drive units by a signal flow chart

Fig 2: Modelo das unidades de acionamento de alto falante através de um gráfico de fluxo de sinal

**2. PRIMARY VIBRATION PARAMETERS  
PARÂMETROS DE VIBRAÇÃO PRIMÁRIA**

The new parameters shall represent the mechanical and geometrical properties of the radiator which are important for the acoustical output. The calculation of the sound pressure [6], [7] requires the velocity  $v_n(\vec{r}_c)$  in normal direction on the radiator's surface and the precise position of each point  $\vec{r}_c$ . This information is taken from the whole surface of the radiator with sufficient spatial resolution giving a data set of distributed parameters.

Os novos parâmetros devem representar as propriedades mecânicas e geométricas do radiador que são importantes para a saída acústica. O cálculo da pressão sonora [6] [7], requer a velocidade  $v_n(\vec{r}_c)$  na direção normal na superfície do radiador e a posição exata de cada ponto  $\vec{r}_c$ . Esta informação é retirada de toda a superfície do radiador com resolução espacial suficiente, resultando em um conjunto de dados de parâmetros distribuídos.

However, most of the available scanning techniques measure the vibration perpendicular to the scanned

plane which is only identical to the surface for a flat radiator (panel).

No entanto, a maioria das técnicas de varredura disponíveis medem a vibração perpendicular ao plano de varredura, que só é idêntica na superfície para um radiador *flat* (painel).

The mechanical vibration of the radiator may also be affected by the acoustical load injecting a force  $F(\vec{r}_c)$  into the mechanical structure at point  $\vec{r}_c$ . This force is not negligible in headphones, compression drivers, microphones, micro-speakers, tweeters and other transducers where the mass of the radiator is relatively small.

A vibração mecânica do radiador também pode ser afetada pela carga acústica, injetando uma força  $F(\vec{r}_c)$  na estrutura mecânica no ponto  $\vec{r}_c$ . Esta força não é desprezível em fones de ouvido, *drivers* de compressão, microfones, micro-falantes, *tweeters* e outros transdutores, cujos quais a massa do radiador é relativamente pequena.

**2.1.Vibration Data Dados de vibração**

The characteristics describing the vibration of a radiator shall be independent of the level of the particular

excitation signal used during the measurement. Performing the measurement at sufficiently small amplitudes the loudspeaker may be considered as a linear system with a linear transfer function between a reference signal and the mechanical state signal at a point  $\vec{r}_c$  on the radiator. The input voltage  $u$  at the terminals is a convenient reference signal but also the movement of the coil (e.g. velocity  $V_{coil}$ ) may be used.

As características que descrevem a vibração de um radiador devem ser independentes do nível do sinal de excitação particular utilizado durante a medição. As medições realizadas em amplitudes suficientemente pequenas no alto-falante podem ser consideradas como um sistema linear, com uma função de transferência linear entre um sinal de referência e o sinal de estado mecânico em um ponto  $\vec{r}_c$  no radiador. A tensão de entrada nos terminais é um sinal de referência conveniente, porém o movimento da bobina (por exemplo, velocidade  $V_{coil}$ ) também pode ser usado.

The displacement  $X(\vec{r}_c)$  of the radiator normal to the radiator's plane is easily accessible by sensors and available scanning techniques. The displacement can not only contain an a.c. signal but also a d.c. value generated by nonlinearities in the motor or suspension. Velocity and acceleration can be calculated from displacement by differentiation.

O deslocamento  $X(\vec{r}_c)$  do radiador normal para a superfície do radiador é facilmente acessível através de sensores e técnicas de varredura. Além do deslocamento não poder conter um sinal AC, também é preciso um valor DC gerado pelas não-linearidades no motor ou suspensão. A velocidade e a aceleração podem ser calculadas a partir de deslocamento pela diferenciação.

### 2.2. Transfer Function Função de transferência

The scanning process provides for selected measurement points  $\vec{r}_c$  on the radiator's surface a complex transfer function

O processo de varredura fornece uma função de transferência complexa para cada ponto de medição na superfície do radiador

$$H_x(j\omega, \vec{r}_c) = \frac{X(j\omega, \vec{r}_c)}{U(j\omega)} \quad (1)$$

where  $X(j\omega, \vec{r}_c)$  is the displacement normal to the radiator's plane and  $U(j\omega)$  is the voltage at the loudspeaker terminals.

onde  $X(j\omega, \vec{r}_c)$  é o deslocamento normal no plano do radiador e  $U(j\omega)$  é a tensão nos terminais do alto-falante.

#### 2.2.1. Amplitude and Phase Response Resposta em amplitude e fase

The complex transfer function  $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$  can be described by the amplitude

A função de transferência complexa  $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$  pode ser descrita pela amplitude

$$L_{HX}(\omega, \vec{r}_c) = 20 \log \left( \left| H_x(j\omega, \vec{r}_c) \right| \frac{V}{mm} \right) \text{ dB} \quad (2)$$

and the phase

e pela fase

$$\psi_{HX}(\omega, \vec{r}_c) = \arg(H_x(j\omega, \vec{r}_c)) \quad (3)$$

### 2.3. Geometrical data Dados geométricos

The position of each point  $\vec{r}_c$  describes the shape of the surface of the scanned radiator and may be expressed in Cartesian coordinates

A posição de cada ponto  $\vec{r}_c$  descreve a forma da superfície do radiador a partir da varredura e pode ser expressa em coordenada cartesiana

$$\vec{r}_c = x_c \vec{e}_x + y_c \vec{e}_y + z_c \vec{e}_z \quad (4)$$

where  $y_c$  and  $z_c$  are in the scanned plane and  $x_c$  is the height rectangular to it.

onde  $y_c$  e  $z_c$  estão no plano de varredura e  $x_c$  é a altura.

Alternatively, the point may be defined in cylindrical coordinates

Alternativamente, o ponto pode ser definido em coordenadas cilíndricas

$$\vec{r}_c = x_c \vec{e}_x + r \sin(\varphi) \vec{e}_y + r \cos(\varphi) \vec{e}_z \quad (5)$$

using radius  $r$  and angle  $\varphi$ .

usando o raio  $r$  e o ângulo  $\varphi$ .

### 3. SCANNING TECHNIQUE TECNICA DE VARREDURA

#### 3.1. Ambient Condition Condição ambiente

The loudspeaker drive unit is measured in free air to consider the acoustical radiation load and viscous air flow. Alternatively, the drive unit can be measured in vacuum to consider the mechanical components only. The ambient temperature and the humidity of the air change the properties of the diaphragm and the suspension parts.

A unidade de acionamento do alto-falante é medida ao ar livre para considerar-se a carga de radiação acústica e o fluxo de ar viscoso. Alternativamente, a unidade de acionamento pode ser medida no vácuo, com o intuito de considerar apenas os componentes mecânicos. A temperatura ambiente e a umidade do ar alteram as propriedades do diafragma e das peças de suspensão.

#### 3.2. Mounting Condition Condição de montagem

The drive unit may be clamped in vertical or horizontal position and may be operated in free air, in a baffle or in the final loudspeaker enclosure. Since gravity may shift the voice coil position and change the stiffness of the suspension parts the mounting condition shall be stated.

A unidade de acionamento pode ser fixada na posição vertical ou horizontal e pode ser operada ao ar livre, em um defletor ou no gabinete do alto-falante. Como a

gravidade pode mudar a posição da bobina móvel e alterar a rigidez das peças de suspensão, a condição de montagem deve ser indicada.

#### 3.3. Sensor Sensor

A non-contact measurement [4] is mandatory to avoid a change of the mechanical impedance. For this reason an optical principle (laser technique) or an electrical principle (capacity sensor) are superior to accelerometers. The size of the sensor should be small enough or the measurement distance should be large enough to keep the influence on the acoustical load minimal. Laser sensors based on the Doppler and triangulation principle measure the vibration at a good signal to noise ratio up to the frequency limit where the drive unit is used. While the Doppler laser [8] gives primarily velocity the triangulation laser [9] measures the distance between target and sensor and provides not only the vibration but also the geometry of the radiator at high precision.

Um medição sem contato [4] é obrigatória para evitar uma alteração da impedância mecânica. Por esta razão, um princípio óptico (técnica à *laser*) ou um princípio elétrico (sensor de capacidade) são melhores do que acelerômetros. O tamanho do sensor deve ser pequeno suficiente ou a distância de medição deve ser grande suficiente para manter a mínima influência sobre a carga acústica. Sensores à laser baseados nos princípios Doppler e triangulação, medem a vibração em uma relação sinal-ruído boa até o limite de frequência, onde a unidade de acionamento é usada. Enquanto o *laser* baseado no Doppler [8] indica principalmente a velocidade, o *laser* baseado na triangulação [9] mede a distância entre o alvo e o sensor e fornece não apenas a vibração, mas também a geometria do radiador com alta precisão.

#### 3.4. Surface Coating Revestimento da superfície

Some laser sensors require a special treatment of the radiator's surface with white paint or powder to generate a diffuse reflection. This reduces optical errors and increases the signal-to-noise ratio of the measured signal. In any case the layer of additional material should be thin enough to keep the effect on the vibration behavior negligible.

Alguns sensores à laser exigem um tratamento especial da superfície do radiador com tinta branca ou pó para

gerar uma reflexão difusa. Isto reduz os erros de óptica e aumenta a relação sinal-ruído do sinal medido. Porém, a camada de material adicional deve ser fina suficiente para manter o comportamento de vibração.

### 3.5. Excitation of the Loudspeaker Excitação do alto-falante

For the measurement of the linear transfer functions any stimulus with sufficient bandwidth may be used. It is recommended to shape the spectrum of the excitation signal to get the best signal-to-noise ratio at the sensor's output [9]. A continuous sinusoidal sweep (chirp signal) may be used to separate the fundamental response from harmonic distortion.

Para a medição das funções de transferência linear, qualquer estímulo com a largura de banda suficiente pode ser usado. É recomendável moldar o espectro do sinal de excitação para obter a melhor relação sinal-ruído na saída do sensor [9]. Uma varredura senoidal contínua (sinal *chirp*) pode ser utilizada para separar a resposta fundamental da distorção harmônica.

### 3.6. Signal Processing Processamento de sinal

If the loudspeaker is excited by a repetitive signal the measured signals may be averaged to improve the signal-to-noise ratio. Afterwards the time signals are transferred into the frequency domain and the amplitude and phase of the transfer function is determined.

Se o alto-falante for excitado por um sinal repetitivo, os sinais medidos podem ser agregados para melhorar a relação sinal-ruído. Em seguida, os sinais do tempo são transferidos para o domínio da frequência, e então, a amplitude e a fase da função de transferência são determinadas.

### 3.7. Measurement Grid Grade de medição

The scanning process performs a series of measurements on a two-dimensional grid on the radiator's surface. A grid in Cartesian or polar coordinates, according to Eq. (4) and (5) is recommended because those coordinates match the axial-symmetrical or rectangular geometry of most loudspeaker drive units and can easily be exported to FEA and BEA software.

O processo de varredura realiza uma série de medições em uma grade bidimensional na superfície do radiador.

É recomendada uma grade em coordenadas cartesianas ou polares, de acordo com Eq. (4) e (5), pois essas coordenadas correspondem à geometria axial simétrica ou retangular da maioria das unidades de acionamento dos alto-falantes e podem ser facilmente exportados para o software FEA e BEA.

### 3.8. Resolution Resolução

The resolution of the scan depends on the coordinate system and the number and spacing of the measurement points. In a grid with constant angular resolution in polar coordinates the distance between the points in angular direction  $\phi$  increases with radius  $r$  as shown in Fig. 2.

A resolução da varredura depende do sistema de coordenadas e do número e do espaçamento dos pontos de medições. Em uma grade com resolução angular constante em coordenadas polares, a distância entre os pontos em direção angular  $\phi$  aumenta de acordo com o raio  $r$ , como mostrado na Fig. 2.

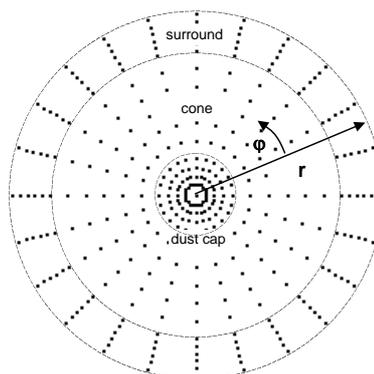


Fig 3: Location of the measurement points on a polar grid.

Fig 2: Localização dos pontos de medição em uma grade polar.

Therefore there is a higher effective resolution near the center of the grid compared to a Cartesian grid. This is convenient for measuring the vibration on axial-symmetrical drivers as the dust cap still vibrates at higher frequencies and the shorter wavelength requires a higher grid resolution than the surround. For the same reason a polar grid may be also beneficial on rectangular panels when the origin of the grid is located

at the center of the exciter. The surround of a circular drive unit may be scanned by a higher radial resolution than the cone to study the deformation of the surround geometry as shown in Fig. 2. 40 points in radial direction times 80 angular segments give a detailed scan which can reveal also irregularities in the vibration pattern that are limited to a small area.

Portanto, existe uma maior resolução efetiva perto do centro da grade em comparação com uma grade cartesiana. Isto é conveniente para medir a vibração em *drivers* axiais simétricos, quando a capa de proteção ainda vibra em frequências mais altas e o menor comprimento de onda exige uma resolução de grade maior do que a borda. Pela mesma razão, uma grade polar pode ser também vantajosa em planos retangulares, onde a origem da grade está localizada no centro da excitatriz. A borda de uma unidade de acionamento circular pode ser digitalizada para uma resolução radial maior do que o cone para o estudo da deformação de sua geometria, como mostrado na Fig. 2. 40 pontos na direção radial por 80 segmentos angulares geram uma varredura detalhada, que pode revelar também irregularidades no padrão de vibração, limitado a uma área pequena.

However, scanning at high resolution is time consuming and produces a large amount of data which is not convenient for further mechanical and acoustical analyses using finite element and boundary element techniques. For axial-symmetrical drive units the angular resolution can be significantly reduced. Performing the scan at only one angle (dashed line in Fig 4 gives already a rough approximation of the sound pressure response. The deviations from a more detailed grid are usually caused by circumferential modes which need a higher angular resolution. Using 16 angular subdivisions the SPL curve agrees almost perfectly with the one based on a high resolution scan.

No entanto, a varredura em alta resolução é demorada e produz uma grande quantidade de dados que não é conveniente para análises mais mecânicas e acústicas, usando elementos finitos e técnicas de elementos de contorno. Para as unidades de acionamento axial simétrica, a resolução angular pode ser significativamente reduzida. Realizando a varredura em apenas um ângulo (linha tracejada na Fig. 3 já dá uma aproximação grosseira da resposta da pressão sonora. Os desvios de uma grade mais detalhada são geralmente causados por modos circunferenciais que necessitam de uma maior resolução angular. Usando 16 subdivisões

angulares do SPL, a curva concorda quase que perfeitamente com a que se baseia em uma varredura de alta resolução.

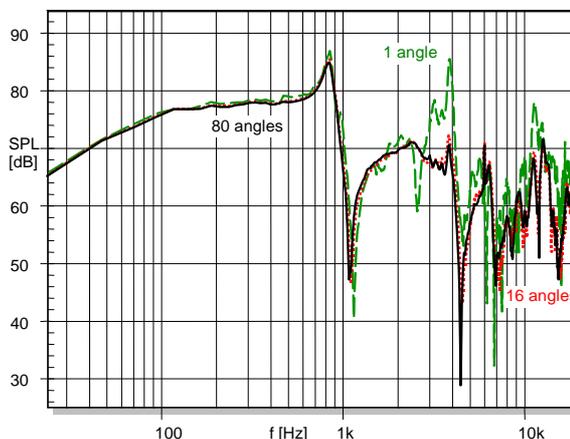


Fig 4: SPL response of a flat woofer calculated from a scanning using grids with 20 radii and different angular resolution: 1 angle (dashed line), 16 angles (dotted line) and 80 angles (solid lines).

Fig 3: Resposta SPL de um woofer plano calculada a partir de uma varredura usando grades com 20 raios e diferentes resoluções angulares: 1 ângulo (linha tracejada), 16 ângulos (linha pontilhada) e 80 ângulos (linhas sólidas).

The number of points in radial direction can also be significantly reduced while preserving the details of the SPL response. Fig 5 shows for example the SPL response (dashed line) calculated by a scan using 5 equidistant radii which is an acceptable approximation at lower and medium frequencies where a woofer with 12 cm diameter is used. Doubling the number of equidistant radii to 10 the SPL curve agrees almost perfectly with the result of the high resolution scan.

O número de pontos na direção radial também pode ser significativamente reduzido, preservando os detalhes da resposta SPL. A Fig. 4 mostra, por exemplo, a resposta SPL (linha tracejada) calculada por uma varredura usando 5 raios equidistantes, o que é uma aproximação aceitável em frequências mais baixas e médias, onde um woofer de 12 cm de diâmetro é usado. Dobrando o número de raios equidistantes, a curva SPL concorda quase que perfeitamente com o resultado da varredura de alta resolução.

Thus, 100 – 200 points (about 16 angles and 10 radii) are usually sufficient for predicting the SPL response of an axial-symmetrical drive unit at high precision.

Assim, 100 - 200 pontos (cerca de 16 ângulos e 10 raios) geralmente são suficientes para prever a resposta de SPL de uma unidade de acionamento axial simétrica de alta precisão.

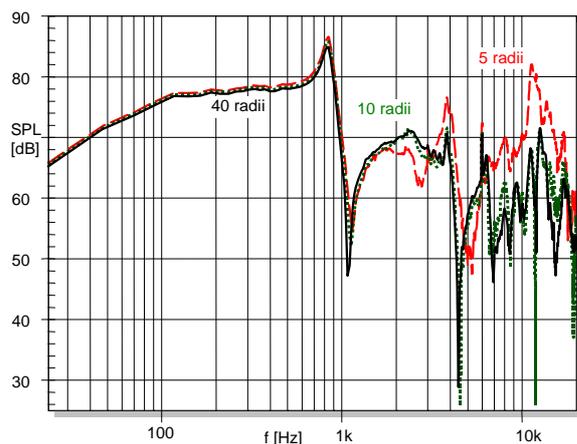


Fig 5: SPL response of a flat woofer calculated from a scanning using grids with 20 angles and different radial resolution: 5 radii (dashed line), 10 radii (dotted line) and 40 radii (solid line).

Fig. 4: Resposta SPL de um woofer plano calculada a partir de uma varredura usando grades com 20 ângulos diferentes resoluções radiais: 5 raios (linha tracejada), 10 raios (linha pontilhada) e 40 raios (linha sólida).

### 3.9. Optical Error Detection Detecção de erros ópticos

A transparent or highly reflective surface, sharp edges or roughness of the structure may cause optical problems, which may produce spikes, drop outs and other transients in the sensor output signal. Checking the signal-to-noise ratio is usually not sufficient to identify a corrupted measurement because those transients (impulsive distortion) may contribute power to all frequencies. Most of the transient errors are reproducible if the measurement is repeated under identical conditions. But optical errors can be easily detected if the position of the laser sensor is changed. This can be accomplished by changing the distance of the triangulation laser because the laser beam will hit the target at almost the same spot but the sensor detects

the reflected light at a slightly different angle and the errors appear differently in the measured signal. Then a correlation coefficient of the two signals can be calculated and a low correlation value indicates a measurement of low reproducibility due to an optical problem.

Uma superfície transparente ou altamente reflexiva, bordas afiadas ou aspereza da estrutura pode causar problemas ópticos, produzir picos, quedas e outros transientes no sinal do sensor de saída. Verificar a relação sinal-ruído geralmente não é suficiente para identificar uma medição falha, pois esses transientes (distorção impulsiva) podem contribuir para todas as frequências. A maioria dos erros transitórios ocorrem quando a medição é repetida sob condições idênticas. Contudo, os erros ópticos podem ser facilmente detectados, alterando-se a posição do sensor a laser ou a distância da triangulação, pois o feixe de laser irá acertar o alvo quase no mesmo local, porém o sensor detectará a luz refletida em um ângulo ligeiramente diferente e assim, os erros aparecerão de forma diferente no sinal medido. Em seguida, um coeficiente de correlação dos dois sinais podem ser calculados e um valor de baixa correlação indicará uma medida de reprodutibilidade baixa devido à um problema óptico.

## 4. GRAPHICAL DISPLAY OF THE PARAMETERS APRESENTAÇÃO GRÁFICA DOS PARÂMETROS

### 4.1. Frequency response Resposta em frequência

The amplitude and phase of the complex transfer function  $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$  can be displayed as a frequency response. This representation is useful for viewing a single point or comparing only few points. Of particular interest is the point  $r_{coil}$  where the driving force excites the radiator and its movement is identical with the movement of the voice coil.

A amplitude e fase da função de transferência complexa  $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$  pode ser exibida como uma resposta em frequência. Esta representação é útil para observar um único ponto ou comparar apenas alguns pontos. Um bom exemplo é o ponto  $r_{coil}$ , onde a força motriz excita o radiador e seu movimento é idêntico com o movimento da bobina móvel.

Fig 6 shows the amplitude response of the coil as solid line. Assuming that the driving force is almost constant the amplitude response here corresponds to the mechanical admittance of the radiator seen by the motor. This graphical display is useful for searching for the characteristic dip at the ring anti-resonance frequency  $f_{ra}=800$  Hz which does not appear in the amplitude response of the surround shown as dashed line.

A Fig. 5 mostra a resposta em amplitude da bobina como linha sólida. Assumindo que a força motriz é quase constante, a resposta em amplitude, neste caso, corresponde à admitância mecânica do radiador visto pelo motor. Esta apresentação gráfica é útil na procura da queda da característica da frequência do anel de anti-ressonância  $f_{ra}=800$  Hz, que não aparece na resposta em amplitude da borda, mostrado como linha tracejada.

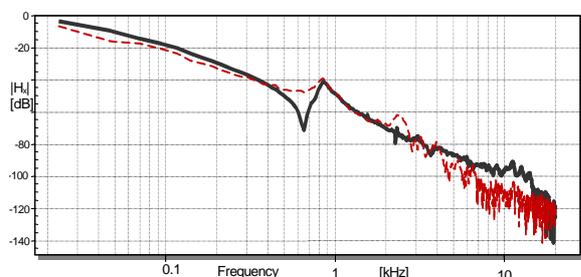


Fig 6: Magnitude response of the transfer function  $H_x(f)=X(f)/U(f)$  between voltage  $U$  and displacement  $X$  measured at the voice coil position (thick solid line) and at the surround (dashed line) of a flat woofer.

Fig 5: Resposta em magnitude da função de transferência  $H_x(f)=X(f)/U(f)$  entre a tensão  $U$  e o deslocamento  $X$ , medidos na posição da bobina móvel (linha sólida em negro) e na borda (linha tracejada) de um woofer plano.

## 4.2. Geometry plots Plots da geometria

23.4 Hz

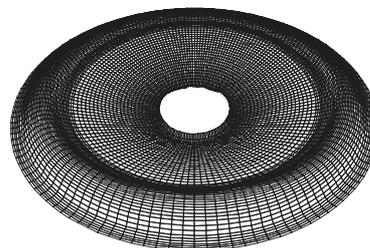


Fig 7: Geometry of the scanned cone surface shown as a 3D wireframe

Fig 6: Geometria da superfície do cone através da varredura, mostrado como um gráfico 3D

The geometry of the scanned surface may be displayed as a 2D cross section view or as a 3D wireframe as illustrated in Fig 7.

A geometria da superfície através da varredura pode ser exibido como uma visão 2D, seção transversal, ou como um wireframe 3D, como ilustrado na Fig. 6.

## 4.3. Animations Animações

To compare more easily the transfer functions  $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$  of all scanned points on the radiator animation techniques have been developed which enhance important information in 2D and 3D displays. The amplitude of the vibration can be represented as color intensity while the instantaneous phase is coded by two different colors as shown in Fig 8. The monochromatic plot reveals directly the nodes as white rings and anti-nodes as the rings with maximal color intensity.

Para facilitar a comparação das funções de transferência  $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$  de todos os pontos de varredura no radiador, foram desenvolvidas as técnicas de animação, as quais aprimoram a informação importante em 2D e 3D. A amplitude da vibração pode ser representada através da intensidade da cor, enquanto a fase instantânea é codificada por duas cores diferentes, como mostrado na Fig.7. O plot monocromático revela diretamente os nós, como anéis brancos e anti-nós, como os anéis com maior intensidade de cor.

A closer link between vibration and geometry can be produced by overlaying the displacement with the cross sectional view as shown in the upper part of Fig 8 and with the complete 3D geometry as shown in Fig 9. The amplitude is significantly enhanced in the animation to make the vibration visible. A cursor may be used to measure the position of nodes and anti-nodes.

Uma ligação mais estreita entre a vibração e a geometria podem ser produzidas através da sobreposição do deslocamento com a visão seccional, como mostrado na parte superior da Fig. 7 e com a geometria 3D completa, como mostrado na Fig. 8. A amplitude é significativamente reforçada na animação para fazer a vibração visível. Um cursor pode ser usado para medir a posição de nós e anti-nós.

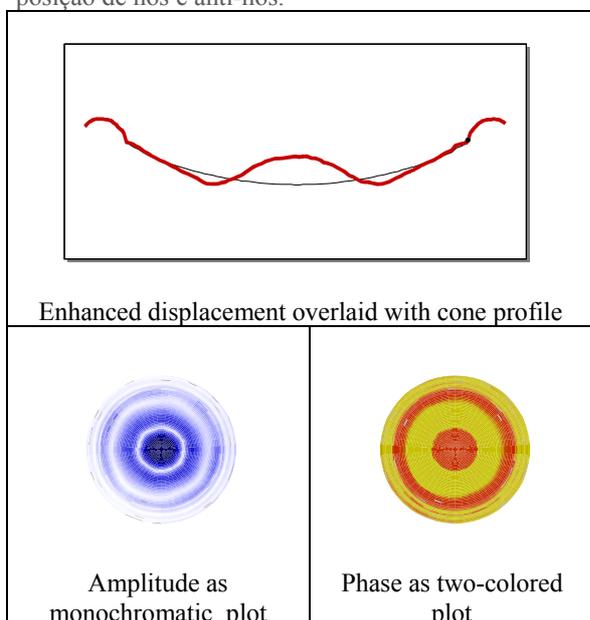


Fig 8: Styles for animation versus 2D geometry

Fig 7: Estilos de animação versus geometria 2D

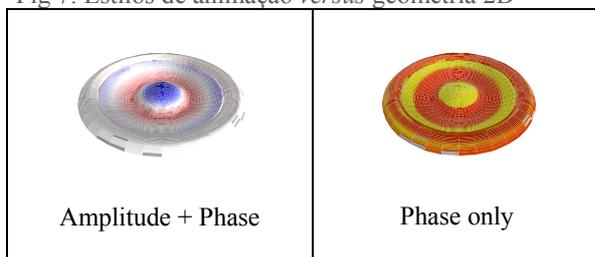


Fig 9: Styles for 3D animation versus 3D geometry

Fig 8: Estilos de animação 3D versus geometria 3D

For a sinusoidal stimulus a slow motion of the vibration can be animated by adding a rotating phase difference to the phase response of all points.

Para um estímulo senoidal, um movimento lento da vibração pode ser animado adicionando-se uma diferença de fase rotativa para a resposta de fase de todos os pontos.

Although 2D and 3D animations are pretty images their practical value for loudspeaker design and diagnostics is limited for the following reasons:

Apesar das animações em 2D e 3D serem várias imagens, seu valor prático para o projeto de alto-falantes e diagnósticos é limitada pelas seguintes razões:

First, the phase coding reveals sources of positive and negative volume velocity on the surface of the radiator. However, not only the phase of the mechanical vibration but also the phase generated by the sound propagation over the distance  $|r_c - r_a|$  between the position  $r_c$  of the source and the receiving point  $r_a$  in the sound field determines whether the source at  $r_c$  makes a destructive or constructive contribution to the sound pressure at  $r_a$ .

Primeiro, a codificação de fase revela as fontes de velocidade do volume positivos e negativos sobre a superfície do radiador. No entanto, não só a fase da vibração mecânica, mas também a fase gerada pela propagação do som ao longo da distância  $|r_c - r_a|$  entre a posição  $r_c$  da fonte e o ponto de recebimento  $r_a$  no campo de som, determinam se a fonte de  $r_c$  fará uma contribuição destrutiva ou construtiva para a pressão sonora em  $r_a$ .

Second, the animated displacement is interpreted as a relative quantity which is always bounded to a particular frequency and may be enhanced by the user to produce a display which satisfies optical and aesthetic requirements. All the 2D and 3D animations of the transfer function  $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$  fail in quantitative assessment of the vibration and its impact on sound pressure output.

Segundo, o deslocamento de animação é interpretado como uma quantidade relativa, sempre limitada a uma determinada frequência e pode ser aprimorada pelo usuário para produzir uma exibição que satisfaça as condições ópticas e estéticas. Todas as animações 2D e

3D da função de transferência  $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$  falham na avaliação quantitativa da vibração e no seu impacto na saída de pressão sonora.

### 5. DERIVED MECHANICAL AND ACOUSTICAL CHARACTERISTICS CARACTERÍSTICAS DERIVADAS MECÂNICAS E ACÚSTICAS

However, the basic vibration parameters and geometry contain valuable information which can be made available for loudspeaker design and diagnostics by deriving secondary parameters.

No entanto, os parâmetros básicos de vibração e geometria contêm informações importantes que podem ser válidos para o projeto de alto-falante e no diagnósticos por derivação de parâmetros secundários.

#### 5.1. Sound Pressure Level Nível de pressão sonora

Using the first Rayleigh integral [6] the sound pressure

Usando a primeira integral de *Rayleigh*[6], a pressão sonora

$$p(j\omega, \vec{r}_a) = \frac{\omega^2 \rho_0}{2\pi} \int_{S_c} \frac{X(j\omega, \vec{r}_c)}{|\vec{r}_a - \vec{r}_c|} e^{-jk|\vec{r}_a - \vec{r}_c|} dS_c \quad (6)$$

and the related sound pressure level

e o nível de pressão sonora relacionado

$$SPL(\omega, \vec{r}_a) = 20 \log \left( \frac{|p(j\omega, \vec{r}_a)|}{p_o} \right) dB \quad (7)$$

at the point  $r_a$  in the sound field is calculated by integrating the displacement  $X$  at each point  $r_c$  weighted by each surface element  $dS_c$  and by considering the distance between point  $r_a$  and the point  $r_c$ . The frequency depending factor  $\omega^2 \rho_0 / 2\pi$  converts the displacement into acceleration effectively and considers the density  $\rho_0$  of air and the radiation into the half space. The *SPL* is calculated by referring the sound pressure to  $p_o = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa.

no ponto  $r_a$  do campo de som são calculados integrando-se o deslocamento  $X$  em cada ponto  $r_c$ , ponderado pela superfície de cada elemento  $dS_c$  e considerando a distância entre o ponto  $r_a$  e o ponto  $r_c$ . O fator dependente da frequência,  $\omega^2 \rho_0 / 2\pi$ , converte o deslocamento em aceleração eficaz e considera a densidade  $\rho_0$  de ar e da radiação em meio espaço. O *SPL* é calculado em função da pressão sonora  $p_o = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa

Although the Rayleigh integral is only valid for relatively flat geometries operated in an infinite baffle, the low computational load of Eq. (6) makes it perfect for diagnostic purposes.

Embora a integral de *Rayleigh* só seja válida para geometrias relativamente planas e operadas em *baffle* infinito, a baixa carga computacional da Eq. (6) torna-o perfeito para diagnósticos.

#### 5.2. Accumulated Acceleration Level Nível de aceleração acumulada

Besides the acoustical output we need a quantity which describes the total mechanical energy in the radiator. Missing some geometrical information (e.g. thickness of the shell) and the material parameters (Young's  $E$  modulus) it is not possible to calculate the kinetic and potential energy of the mechanical vibration based on scanning results.

Além da saída acústica, é necessário uma quantidade que descreva a energia mecânica total no radiador. Sem algumas informações geométricas (por exemplo, espessura da casca) e os parâmetros do material (módulo de *Young*  $E$ ), não é possível calcular a energia cinética e potencial das vibrações mecânicas com base nos resultados da varredura.

However, it is possible to define an accumulated acceleration

No entanto, é possível definir a aceleração acumulada

$$a_a(j\omega, \vec{r}_a) = \frac{\omega^2 \rho_0}{2\pi} \int_{S_c} \frac{|X(j\omega, \vec{r}_c)|}{|\vec{r}_a - \vec{r}_c|} dS_c \quad (8)$$

and the accumulated acceleration level

e o nível de aceleração acumulada

$$AAL(\omega, \vec{r}_a) = 20 \log \left( \frac{a_q(j\omega, \vec{r}_a)}{p_o} \right) \text{ dB} \quad (9)$$

in dB which is almost identical with the Rayleigh integral but neglects the phase information both from the displacement and the sound propagation from point  $r_c$  to point  $r_a$ .

em dB, que é quase idêntico à integral de *Rayleigh*, porém despreza a informação de fase de ambos deslocamentos e a propagação de som do ponto  $r_c$  para o ponto  $r_a$ .

Thus, the *AAL* is a measure which summarizes the total acceleration of the radiator which is the product of  $\omega^2$  and displacement  $X$  but uses a weighting which makes the *AAL* comparable with the *SPL*. Both levels *AAL* and *SPL* are identical as long as all elements move in-phase (e.g. in the piston mode).

Assim, o *AAL* resume a aceleração total do radiador, que é o produto de deslocamento entre  $\omega^2$  e o deslocamento  $X$ , porém usando uma ponderação que compara o *AAL* com o *SPL*. Ambos níveis *AAL* e *SPL* são idênticos, quando todos os elementos se movimentam em fase (por exemplo, no modo de pistão).

J. Vanderkooy [10] suggested *sound pressure potential* as an alternative name for the *AAL* which describes the maximal possible sound pressure output assuming there is no acoustical cancellation.

J. Vanderkooy [10] sugeriu o potencial de pressão sonora como um nome alternativo para o *AAL*, que descreve a saída de pressão máxima possível de som supondo que não haja cancelamento acústico.

### 5.3. Decomposition into Radial and Circular Components Componentes Decomposição em componentes radial e circular

If the loudspeaker cone has a round shape and the measured displacement  $X(r, \varphi)$  is expressed in polar coordinates depending on radius  $r$  and angle  $\varphi$  the total excursion

Se o cone do alto-falante tiver uma forma redonda e o deslocamento  $X(r, \varphi)$  medido for expresso em

coordenadas polares em função do raio  $r$  e do ângulo  $\varphi$ , o percurso total

$$x_n(r, \varphi) = x_{cir}(r, \varphi) + \overline{x_{rad}}(r) \quad (10)$$

can be split into a radial component  $\overline{x_{rad}}(r)$  and a circular component  $x_{cir}(r, \varphi)$ .

Pode ser dividido em uma componente radial,  $\overline{x_{rad}}(r)$ , e um componente de circular,  $x_{cir}(r, \varphi)$ .

#### 5.3.1. Radial Displacement Component Componente de deslocamento radial

The radial component

A componente radial

$$\overline{x_{rad}}(r) = \frac{1}{2\pi} \sum_{\varphi=0}^{2\pi} x_n(r, \varphi) \quad (11)$$

is calculated by averaging the displacement versus the angle  $\varphi$ . The radial component is useful for comparing the results of axial-symmetrical FEA with real measurements.

é calculada através da média do deslocamento *versus* o ângulo  $\varphi$ . A componente radial é utilizada para comparar os resultados da FEA axial simétrica com as medições reais

#### 5.3.2. Circular Displacement Component Componente de deslocamento circular

The circular component

A componente circular

$$x_{cir}(r, \varphi) = X(r, \varphi) - \overline{x_{rad}}(r) \quad (12)$$

is the difference between total vibration and the radial component. The circular component reveals rocking modes and other circumferential modes.

é a diferença entre a vibração total e a componente radial e revela os modos de balanço e outros modos circunferenciais

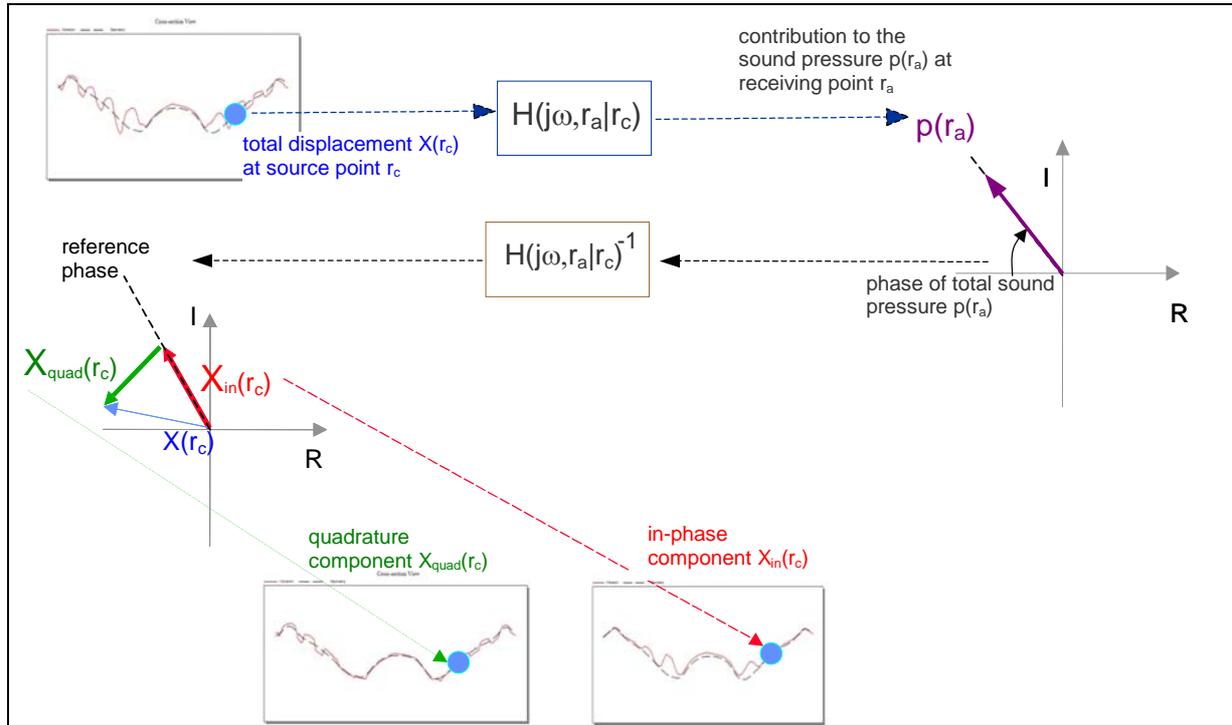


Fig 10: Sound pressure related decomposition of the cone vibration  $X(r_c)$  at point  $r_c$  on the radiator's surface into an in-phase and a quadrature component.

Fig 9: Decomposição da pressão sonora relacionada da vibração do cone  $X(r_c)$  no ponto  $r_c$  na superfície do radiador em uma componente em fase e em quadratura.

**5.4. Sound Pressure related Decomposition**  
**Decomposição da pressão sonora relacionada**

The total vibration

A vibração total

$$X(\vec{r}_c) = x_{in}(\vec{r}_c) + x_{anti}(\vec{r}_c) + x_{quad}(\vec{r}_c) \quad (13)$$

can be split into three components with different contribution to the sound pressure output (constructive, destructive, no effect) as illustrated in Fig. 9.

pode ser dividida em 3 componentes com diferentes contribuições para a saída da pressão sonora (construtiva, destrutiva, sem efeito), como ilustrado na Fig. 9.

The total sound pressure  $p(r_a)$  at receiving point  $r_a$  is calculated according Eq. ( 6) by considering the contribution of the source point  $r_c$  and transfer function  $H(j\omega, r_a | r_c)$ . The phase  $arg(p_a)$  of the total sound pressure is transferred via the inverse transfer function  $H(j\omega, r_a | r_c)^{-1}$  to the particular point  $r_c$  at the radiator's surface and used as a reference phase for the decomposition of the total vibration  $X(r_c)$  into a component  $x_{in}(r_c)$  or  $x_{anti}(r_c)$ , which is in phase or in anti phase, respectively, with the reference phase and a quadrature component  $x_{quad}(r_c)$ .

O O total de pressão sonora  $p(r_a)$  no ponto de recebimento  $r_a$  é calculado de acordo com Eq (6), considerando a contribuição da fonte do ponto  $r_c$  e a função de transferência  $H(j\omega, r_a | r_c)$ . A fase  $arg(p_a)$  da pressão sonora total é transferida através da função de transferência inversa  $H(j\omega, r_a | r_c)^{-1}$  para o ponto  $r_c$  da superfície do radiador e é usada como uma fase de

referência para a decomposição da vibração  $X(r_c)$  em uma componente  $x_{in}(r_c)$  ou  $x_{anti}(r_c)$  (em fase ou em antifase com a fase de referência, respectivamente) e uma componente de quadratura  $x_{quad}(r_c)$ .

#### 5.4.1. In-Phase Component Componente em fase

The in-phase component is defined as

A componente em fase é definida como

$$x_{in}(\vec{r}_c) = \text{Re}_+ \{ X(\vec{r}_c) \exp(j \arg(p_a + jk(\vec{r}_a - \vec{r}_c))) \} \quad (14)$$

where  $p_a$  is the total sound pressure at the point  $r_a$  in the sound field and  $k$  is the wave number in air.

na qual  $p_a$  é a pressão sonora no ponto  $r_a$  no campo de som e  $k$  é o número de ondas no ar.

The in-phase component contributes constructively to the sound pressure output. The acceleration level *AAL* is identical with the sound pressure level *SPL* assessing the in-phase component only.

A componente em fase contribui para a saída da pressão sonora. O nível de aceleração *AAL* é idêntico ao nível de pressão sonora *SPL*, analisando apenas a componente em fase.

#### 5.4.2. Anti-Phase Component Componente anti-fase

The anti-phase component

A componente anti-fase

$$x_{anti}(\vec{r}_c) = \text{Re}_- \{ X(\vec{r}_c) \exp(j \arg(p_a + jk(\vec{r}_a - \vec{r}_c))) \} \quad (15)$$

contributes destructively to the sound pressure output. The *SPL* is identical with acceleration level *AAL* considering the anti-phase component only. The *SPL* and *AAL* of the anti-phase component is never higher than the *SPL* and *AAL* generated by the in-phase component.

contribui destrutivamente para a saída da pressão sonora. O *SPL* é idêntico ao nível de aceleração *AAL*, considerando somente a componente anti-fase. O *SPL* e

o *AAL* da componente anti-fase nunca será maior que o *SPL* e o *AAL* gerado pela componente em fase.

#### 5.4.3. Quadrature Component Componente de quadratura

The quadrature component

A componente de quadratura

$$x_{quad}(\vec{r}_c) = \text{Im} \{ X(\vec{r}_c) \exp(j \arg(p_a + jk(\vec{r}_a - \vec{r}_c))) \} \quad (16)$$

does not contribute to the sound pressure level *SPL* at point  $r_a$  because the total volume velocity of this component is always zero while the accumulated acceleration level (*AAL*) of the quadrature component is usually not negligible.

não contribui para o nível de pressão sonora *SPL* no ponto  $r_a$ , pois a velocidade de volume total da componente é sempre zero, quando o nível de aceleração acumulada (*AAL*) da componente de quadratura não é desprezível.

### 5.5. Mechanical Admittance Admitância mecânica

At the voice coil the distributed model of the radiator is linked with the lumped parameter model of the motor as shown in Fig. 1. The mechanical admittance

Na bobina móvel, o modelo distribuído do radiador está ligado ao modelo do parâmetro concentrado do motor, como mostrado na Fig. 1. A admissão mecânica

$$Y_{mech}(j\omega) = \frac{V_{coil}(j\omega)}{F_{coil}(j\omega)} \quad (17)$$

is the ratio of the complex velocity  $V_{coil}$  and the driving force  $F_{coil}$  of the coil.

é a relação entre a velocidade complexa  $V_{coil}$  e a força motriz  $F_{coil}$  da bobina.

For axial-symmetrical voice coil formers the velocity  $V_{coil}$  can be calculated by using the differentiated radial displacement  $\overline{x_{rad}(r_{coil})}$  averaged over angle  $\varphi$  at radius  $r_{coil}$ . The force  $F_{coil}$  can be estimated by using the dc resistance  $R_e$ , the inductance  $L_e$  of the voice coil and the force factor  $Bl$ . At higher frequencies the inertia of the

coil dominates the mechanical impedance. Thus the driving force can be approximated by

Para os anéis da bobina móvel axialmente simétrica, a velocidade  $V_{coil}$  pode ser calculada usando o deslocamento diferenciado radial  $\overline{x_{rad}(r_{coil})}$ , calculado em função do ângulo  $\varphi$  e do raio  $r_{coil}$ . A força  $F_{coil}$  pode ser estimada usando a resistência DC  $R_e$ , a indutância  $L_e$  da bobina móvel e o fator força  $Bl$ . Em frequências mais altas, a inércia da bobina domina a impedância mecânica. Assim, a força motriz pode ser aproximada por

$$F_{coil}(j\omega) = BlI(j\omega) \approx \frac{BlU(j\omega)}{(R_e + j\omega L_e)} \quad (18)$$

with the voltage  $U(j\omega)$  and current  $I(j\omega)$  at the terminals giving the admittance

com a tensão  $U(j\omega)$  e a corrente  $I(j\omega)$  nos terminais, dando a admissão

$$Y_{mech}(j\omega) \approx \frac{j\omega H_x(j\omega, r_{coil})(R_e + j\omega L_e)}{Bl} \quad (19)$$

The mechanical admittance  $Y_{mech}(j\omega)$  multiplied with squared force  $F_{coil}^2$  at the voice coil former gives the total power supplied to the radiator which is proportional to  $j\omega H_x(j\omega, r_{coil})$ .

A admissão mecânica  $Y_{mech}(j\omega)$  multiplicada pelo quadrado da força  $F_{coil}^2$  na bobina móvel dá a potência total fornecida ao radiador, que é proporcional à  $j\omega H_x(j\omega, r_{coil})$ .

### 5.6. Modal Analysis Análise modal

The vibration of a mechanical structure can also be investigated in the modal space where the total vibration can be expanded into a series

A vibração de uma estrutura mecânica também pode ser analisada no espaço modal, onde a vibração total pode ser expandida em uma série

$$X(j\omega, \vec{r}_c) = \sum_{i=0}^{\infty} \frac{\psi_i(\vec{r}_c)}{1 + \eta_i j\omega / \omega_i - (\omega / \omega_i)^2} \quad (20)$$

of independent vibration modes characterized by a natural function  $\psi_i(\vec{r}_c)$  and a frequency dependent term

in the denominator. The function  $\psi_i(\vec{r}_c)$  describes the mode shape of the  $i^{th}$  vibration mode on the radiator's surface and is independent of frequency. The denominator comprises two poles which generate a 2<sup>nd</sup>-order resonance at the natural frequency  $\omega_i$ . The sharpness of the resonance peak at  $\omega_i$  is determined by the loss factor  $\eta_i$ .

de modos de vibração independente, caracterizada por uma função natural  $\psi_i(\vec{r}_c)$  e um termo dependente da frequência no denominador. A função  $\psi_i(\vec{r}_c)$  descreve a forma do modo de vibração da  $i^{a}$  vibração na superfície do radiador e é independente da frequência. O denominador é composto por dois pólos que geram uma ressonância de 2<sup>a</sup> ordem na frequência natural  $\omega_i$ . A nitidez do pico de ressonância em  $\omega_i$  é determinada pelo fator de perda  $\eta_i$ .

### The accumulated acceleration

A aceleração acumulada

$$a_a(j\omega) = \sum_{i=1}^{\infty} a_i(j\omega) \quad (21)$$

$$= \frac{\rho_0}{2\pi} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\omega^2}{1 + \eta_i j\omega / \omega_i - (\omega / \omega_i)^2} \int_{S_c} \frac{|\psi_i(\vec{r}_c)|}{|r_a - r_c|} dS_c$$

can be also developed as a sum of modal components  $a_i(j\omega)$  whereas each term has a high-pass characteristic. The important point is that the poles in  $a_i(j\omega)$ , in Eq. (21) are identical with the poles in the modal composition of  $X$  in Eq. (20).

também pode ser desenvolvida como uma soma de componentes modais  $a_i(j\omega)$ , quando cada termo tiver uma característica passa-alta. O ponto importante é que os pólos em  $a_i(j\omega)$ , na Eq. (21) são idênticos com os pólos na composição modal de  $X$  na Eq. (20).

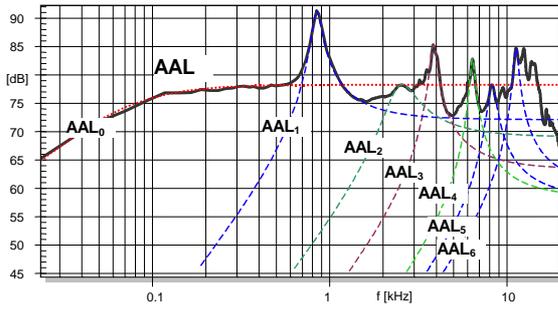


Fig 11: Decomposition of the accumulated acceleration level  $AAL$  represented as solid line into modal responses  $AAL_i$  with  $i=0, \dots, 6$  represented by dotted lines.

Fig 10: Decomposição do nível de aceleração acumulada representado como linha sólida e em respostas modais  $AAL_i$  com  $i=0, \dots, 6$  representadas por linhas pontilhadas.

### 5.6.1. Natural Frequency Frequência natural

For a small modal loss factor ( $\eta_i < 1$ ) the  $i^{\text{th}}$ -mode generates a distinct resonance peak in amplitude response of  $a_i(j\omega)$ . Fig. 10 shows for example the modal accumulated acceleration level ( $AAL_i$  with  $i=0, \dots, 6$ ) versus frequency of the first seven modes calculated from  $a_i$  according Eq. (9). The piston mode for  $i=0$  corresponding with the fundamental resonance  $f_0=80$  Hz of the lumped parameter model is highly damped by electrical losses due to  $R_e/Bl^2$ . Each modal response  $AAL_i$  with  $i \geq 1$  produce significant peaks at the natural frequencies  $\omega_i$  which dominates the total  $AAL$ . Thus the natural frequencies of the dominant modes in the radiating shell and surround can be found by searching for frequencies in the amplitude response where the total  $AAL$  produces local maxima.

Para um fator de perda modal pequeno ( $\eta_i < 1$ ), o  $i^{\circ}$  modo gera um pico de ressonância distinto na resposta em amplitude de  $a_i(j\omega)$ . A Fig. 10 mostra, por exemplo, o nível de aceleração modal acumulada ( $AAL_i$  com  $i = 0, \dots, 6$ ) versus a frequência dos primeiros sete modos calculados a partir de  $a_i$ , de acordo com Eq. (9). O modo de pistão para  $i=0$  correspondente à ressonância fundamental  $f_0=80$  Hz do modelo de parâmetro concentrado, é altamente amortecido por perdas elétricas devido a  $R_e/Bl^2$ . Cada resposta modal de  $AAL_i$  com  $i \geq 1$  produz picos significativos nas frequências

naturais  $\omega_i$ , que domina a  $AAL$  total. Assim, as frequências naturais dos modos dominantes na casca e na borda radiada podem ser encontradas através da pesquisa de frequências na resposta de amplitude, onde o  $AAL$  total produz máxima local.

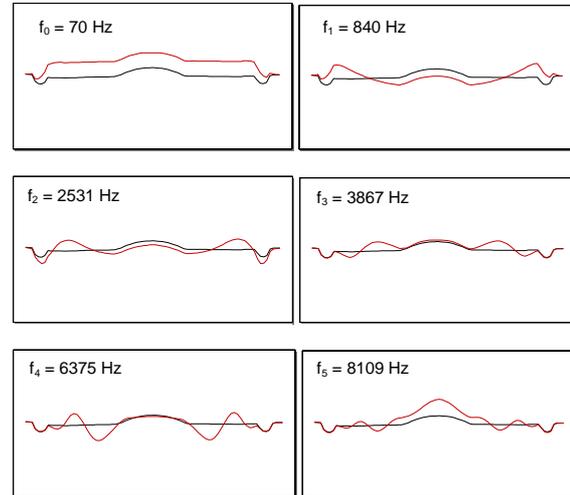


Fig 12: Natural functions  $\psi_i(\vec{r}_c)$  of the first 6 vibration modes corresponding with modal  $AAL_i$  with  $i=0, \dots, 5$  in Fig. 10.

Fig 11: Funções naturais  $\psi_i(\vec{r}_c)$  dos primeiros 6 modos de vibração correspondente com  $AAL_i$  modal com  $i = 0, \dots, 5$  na Fig. 10.

### 5.6.2. Natural Functions Funções naturais

On most structures used as radiators in loudspeakers the modal density is relatively low (DML is an exception) and the loss factor is usually small. In those cases the amplitude  $AAL_i$  of the  $i^{\text{th}}$  mode decreases rapidly with the distance  $|\omega - \omega_i|$  from the natural frequency  $\omega_i$ . Thus, the total  $AAL(\omega)$  at a natural frequency  $\omega_i$  is dominated by a single modal  $AAL_i(\omega_i)$  and the  $i^{\text{th}}$ -order natural function

Na maioria das estruturas usadas como radiadores em alto-falantes, a densidade modal é relativamente baixa (DML é uma exceção) e o fator de perda é geralmente pequeno. Nestes casos, a amplitude de  $AAL_i$  do  $i^{\circ}$  modo diminui rapidamente com a distância  $|\omega - \omega_i|$  a partir da frequência natural  $\omega_i$ . Assim, a  $AAL(\omega_i)$  total em uma

freqüência natural  $\omega_i$  é dominada por um único modal  $AAL_i(\omega_i)$  e pela função natural de  $i^a$  ordem

$$\vec{\psi}_i(\vec{r}_c) \approx X(j\omega_i, \vec{r}_c) \quad (22)$$

can be approximated by the total displacement at the natural frequency  $\omega_i$ .

pode ser aproximada pelo deslocamento total na freqüência natural  $\omega_i$ .

For example, Fig. 11 shows the first six natural functions  $\vec{\psi}_i(\vec{r}_c)$  of the loudspeaker in Fig. 10 derived by using Eq. (22). All natural functions are orthogonal to each other which means that they have completely different shapes. The number of nodes rises with the order of the modes. The modal analysis reduces the measurement data significantly and results in a set of orthogonal natural functions whose superposition describe the vibration behavior at any frequency. This simplifies the interpretation of the results and is the basis for the diagnostics of vibration and radiation problems as discussed in detail in [4] F.J.M. Frankort, "Vibration Patterns and Radiation Behavior of Loudspeaker Cones", *J. of Audio Eng. Soc.*, Vol. 26, Nr. 9, pp. 609-622 (September 1978).

[5].

Por exemplo, a Fig. 11 mostra as primeiras seis funções naturais  $\vec{\psi}_i(\vec{r}_c)$  do alto-falante, derivadas na Fig.10 usando a equação. (22). Todas as funções naturais são ortogonais entre si, o que significa que elas possuem formas completamente diferentes. O número de nós aumenta com a ordem dos modos. A análise modal reduz significativamente os dados de medição, resultando em um conjunto de funções ortogonais naturais, cuja superposição descreve o comportamento de vibração em qualquer freqüência. Isto simplifica a interpretação dos resultados e é a base para o diagnóstico de problemas de vibração e radiação, conforme discutido em detalhes em [4] F.J.M. Frankort, "Vibration Patterns and Radiation Behavior of Loudspeaker Cones", *J. of Audio Eng. Soc.*, Vol. 26, Nr. 9, pp. 609-622 (September 1978).

[5].

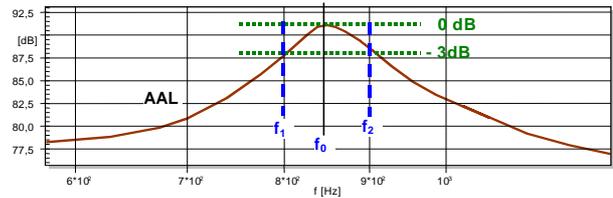


Fig 13: Reading the bandwidth for a 3dB decay at the natural frequency in the accumulated acceleration level.

Fig 12: Leitura da largura de banda para um declive de 3dB na freqüência natural do nível de aceleração acumulado.

### 5.6.3. The loss factor O fator de perda

The modal loss factor can be defined by the relative bandwidth

O fator de perda modal pode ser definido pela largura de banda relativa

$$\eta_i = \frac{\omega_{i+} - \omega_{i-}}{\omega_i} \quad (23)$$

using the natural frequency  $\omega_i$ , the lower frequency limit  $\omega_{i-}$  and the upper frequency limit  $\omega_{i+}$ . As illustrated in Fig 13 the lower frequency ( $\omega_{i-} < \omega_i$ ) is found at the 3dB decay of the acceleration level  $AAL(\omega_{i-}) = AAL(\omega_i) - 3dB$  and upper frequency ( $\omega_{i+} > \omega_i$ ) is found at  $AAL(\omega_{i+}) = AAL(\omega_i) - 3dB$ .

usando a freqüência natural  $\omega_i$ , o limite de freqüência inferior,  $\omega_{i-}$ , e o limite superior,  $\omega_{i+}$ . Como ilustrado na Fig. 12, a freqüência mais baixa, ( $\omega_{i-} < \omega_i$ ), é encontrada em 3dB abaixo do nível de aceleração,  $AAL(\omega_{i-}) = AAL(\omega_i) - 3dB$ , e a freqüência mais alta, ( $\omega_{i+} > \omega_i$ ), é encontrada em  $AAL(\omega_{i+}) = AAL(\omega_i) - 3dB$ .

## 6. CONSEQUENCES FOR LOUSPEAKER DESIGN CONSEQUÊNCIAS PARA O PROJETO DE ALTO-FALANTE

The measurement of the mechanical vibration of the drive unit is the basis for a vibration and radiation analysis which makes the relationship between geometry and material properties of the radiator and the sound pressure output more transparent.

A medição das vibrações mecânicas da unidade de acionamento é a base para uma análise da vibração e radiação, tornando a relação entre a geometria e as propriedades do material do radiador e a saída de pressão sonora mais transparente.

The following paragraph describes how closely these new distributed parameters are linked together with a finite element modeling [11] - [17] of the mechanical and acoustical system. They may be helpful for providing accurate input parameters in the first step and also for evaluating the accuracy of the numerical model.

O parágrafo a seguir descreve quão próximos esses novos parâmetros distribuídos estão ligados entre si, com uma modelagem de elementos finitos [11] - [17] do sistema mecânico e acústico. Eles podem ser úteis para fornecer parâmetros de entrada precisos na primeira etapa além de avaliar a precisão do modelo numérico.

### 6.1. Mechanical modeling Modelagem mecânica

The most basic input parameters for an finite element analysis (FEA) is the geometry, Young's modulus  $E$  and the loss factor  $\eta$  of the radiator (e.g. cone, surround) itself, but also of motor and suspension parts (e.g. voice coil former, spider).

Os parâmetros de entrada mais básicos para uma análise de elementos finitos (FEA) é a geometria, o Módulo de Young  $E$  e o fator de perda  $\eta$  do radiador (por exemplo, cone, borda) e também do motor e das partes de suspensão (por exemplo, bobina móvel, aranha).

The geometrical parameters provided by the scanning process describe the external surface of the radiator at high precision. However, the thickness of the vibrating shell has to be measured separately and has a high impact on the natural frequencies of the bending modes. The geometry of the spider and of motor parts of the assembled drive is usually not accessible for an optical sensor.

Os parâmetros geométricos fornecidos pelo processo de varredura descreve a superfície externa do radiador com alta precisão. No entanto, a espessura da casca de vibração tem que ser medida separadamente e tem um alto impacto sobre as frequências naturais dos modos de flexão. A geometria da aranha e das partes do motor da unidade agregada normalmente não é acessível para um sensor óptico.

The loss factor  $\eta$  is a function of frequency and can be approximated by the modal loss factor  $\eta(f_i)$  determined by the 3dB decay at the natural frequencies  $f_i$  in the accumulated acceleration response according Eq. (23).

O fator de perda  $\eta$  é uma função da frequência e pode ser aproximada por o fator de perda modal  $\eta(f_i)$ , determinado pela queda de 3dB nas frequências naturais  $f_i$  na resposta de aceleração acumulada, de acordo com Eq. (23).

The Young's modulus  $E(f,T)$  also depends on frequency and temperature and precise values at high frequencies for materials used in loudspeakers are usually not available. The frequency dependency of  $E(f)$  can be found by fitting the accumulated acceleration response (total AAL) as predicted by FEA to the response measured by scanning. The fitting of the AAL responses is much simpler than the fitting of a measured SPL response because we consider the vibration of all points on the cone and are independent of acoustical radiation conditions (geometry of the enclosure or baffle).

O Módulo de Young  $E(f,T)$ , também depende da frequência e da temperatura, e valores precisos em altas frequências para os materiais utilizados em alto-falantes geralmente não estão disponíveis. A dependência da frequência de  $E(f)$  pode ser encontrada pelo ajuste da resposta de aceleração acumulada (AAL total), como previsto pela FEA para a resposta medida pela varredura. A montagem das respostas AAL são muito mais simples do que a montagem de uma resposta SPL medida, pois consideramos a vibração de todos os pontos no cone e estas condições são independentes da radiação acústica (geometria do gabinete ou do baffle).

The agreement between predicted and measured shape of the natural functions  $\psi_i(\vec{r}_c)$  at the corresponding natural frequency  $\omega_i$  is a good criteria for evaluating the accuracy of the mechanical FEA.

A conformidade entre a forma prevista e a medida das funções naturais  $\psi_i(\vec{r}_c)$  na frequência natural correspondente  $\omega_i$ , é um bom critério para avaliar a precisão da FEA mecânica.

A full 3D FEA software is required to describe drive units with a non-circular shape and to consider circumferential modes on round radiators. However, a 3D FEA produces high computational load and requires input parameters such as non-uniform mass distribution

which can not easily be provided. Thus, 2D FEA assuming axial symmetry is in many cases more practical. The results of axial-symmetrical FEA shall be compared with the *AAL* of the radial component according to Eq. ( 11) to suppress circumferential modes found in the measured vibration.

Um *software* de FEA todo em 3D é necessário para descrever as unidades de acionamento com uma forma não-circular e considerando os modos circunferenciais em radiadores arredondados. No entanto, a FEA 3D produz elevada carga computacional e requer parâmetros de entrada, tais como a distribuição não uniforme de massa, que não pode ser facilmente fornecidos. Assim, em muitos casos é mais prático utilizar-se a FEA 2D. Os resultados da FEA axial simétrica, devem ser comparados com a *AAL* da componente radial de acordo com Eq. (11) para reprimir os modos circunferenciais encontrados na vibração medida.

## 6.2. Acoustical modeling Modelagem acústica

System design needs characteristics of the drive unit which describe the acoustical output such as the sound pressure  $p(\vec{r}_a)$  at any point  $\vec{r}_a$  in the sound field. Acoustical measurements of the drive unit in free air without any enclosure are limited to low frequencies and have to be performed in the near field close to the radiating surface. Measurements of the sound pressure in the far field require that the drive unit is operated in a baffle, test box or under other defined condition.

O projeto do sistema precisa das características da unidade de acionamento que descrevem a saída acústica, tais como a pressão sonora  $p(\vec{r}_a)$  em qualquer ponto  $\vec{r}_a$  do campo de som. Medições acústicas da unidade de acionamento no ar livre sem qualquer gabinete, estão limitadas a baixas frequências e devem ser realizadas no campo próximo da superfície radiante. As medições da pressão sonora no campo distante exigem que a unidade de acionamento seja operada em *baffle*, em uma caixa de teste, ou sob outra condição definida.

The sound pressure can also predicted by numerical tools using the distributed mechanical parameters of the drive unit and the geometry of the acoustical boundary (e.g. enclosure, horn).

A pressão sonora também pode ser prevista por ferramentas numéricas usando os parâmetros mecânicos

distribuídos da unidade de acionamento e a geometria do contorno acústico (por exemplo, gabinete e corneta).

The Rayleigh integral in Eq. ( 6) provides a useful approximation for the SPL on axis and for small angles out of axis especially if the radiator is shallow and operated in an infinite baffle. But this approach fails if there is no free sound propagation between the transmitting source at the radiator and the receiving point in the far field and also neglects diffraction, which is an important part of the sound propagation.

A integral de *Rayleigh* na Eq. (6) fornece uma aproximação útil para o SPL no eixo e para pequenos ângulos fora do eixo, especialmente se o radiador for raso e operado em um *baffle* infinito. Porém esta abordagem falha caso não haja propagação livre do som entre a fonte transmissora no radiador e o ponto de recebimento no campo distante e também despreza a difração, que é uma parte importante da propagação do som.

A higher precision of the sound pressure prediction can be achieved with the Finite Element Analysis (FEA) or Boundary Element Analysis (BEA) [11].

Uma maior precisão da previsão da pressão sonora pode ser alcançada com a Análise de Elementos Finitos (FEA) ou Análise de Elementos de Contorno (BEA) [11].

The BEA is based on the Kirchhoff equation and determines in the first step the sound pressure at the radiator itself and other acoustical boundaries as illustrated by the sound pressure distribution in *Fig 14* of a woofer mounted in a small cubic enclosure. In the second step the sound pressure at any point can be calculated by calculating the surface integral using the calculated sound pressure and measured velocity on the boundary.

O BEA é baseado na equação de *Kirchhoff* e determina, na primeira etapa, a pressão sonora no radiador em si e outros limites acústicos, como ilustrado pela distribuição da pressão sonora na *Fig. 13* de um *woofer* montado em um pequeno gabinete cúbico. Na segunda etapa, a pressão sonora em qualquer ponto pode ser calculado através do cálculo da integral na superfície, utilizando a pressão sonora calculada e a velocidade medida no contorno.

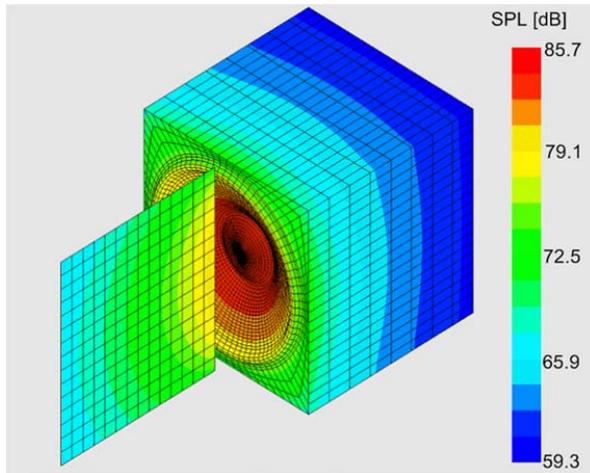


Fig 14: SPL at 1.1 kHz in the near field of a woofer mounted in a sealed enclosure predicted by boundary element analysis.

Fig 13: SPL em 1,1 kHz no campo próximo de um woofer montado em um gabinete fechado previsto pela análise dos elementos de contorno.

BEA is very powerful for optimizing the geometry of the enclosure, horns, acoustical lenses and other means for guiding the sound and for considering the impact of boundaries in small rooms (e.g. cars). This design step can be accomplished by using the distributed parameters (geometry  $\vec{r}_c$  of the radiator and transfer functions  $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$ ) provided by manufacturer of the drive unit.

BEA é muito poderosa para otimizar a geometria do gabinete, corneta, lentes acústicas e outros meios de orientação do som, e para considerar o impacto das fronteiras em salas pequenas (automóveis, por exemplo). Esta etapa do projeto pode ser feita através dos parâmetros distribuídos (geometria  $\vec{r}_c$  do radiador e a funções de transferência  $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$ ) fornecidos pelo fabricante da unidade de acionamento.

## 7. CONCLUSION CONCLUSÃO

The properties of the loudspeaker drive unit which are relevant for the acoustical output can be described by a set of distributed parameters comprising the measured mechanical vibration and the geometry of the radiator's surface. The vibration at one point  $r_c$  on the radiator is

described by a complex transfer function between a reference signal (e.g. input voltage) and the motional signal (e.g. displacement) supplemented with the precise position of  $r_c$ .

As propriedades da unidade de acionamento do alto-falante que são relevantes para a saída acústica podem ser descritas por uma série de parâmetros distribuídos, compreendendo a vibração mecânica medida e a geometria da superfície do radiador. A vibração em um ponto  $r_c$  no radiador é descrito por uma função de transferência complexa entre um sinal de referência (tensão de entrada, por exemplo) e o sinal de dinâmico (deslocamento, por exemplo) com a posição precisa de  $r_c$ .

A measurement grid comprising about 100 points provides sufficient accuracy for predicting the sound pressure output. Scans with higher resolution are required to detect local irregularities which affect only a small part of the radiator.

Uma grade de medição compreendendo cerca de 100 pontos fornece precisão suficiente para prever a saída de pressão sonora. Varreduras com maior resolução são necessárias para detectar irregularidades locais que afetam apenas uma pequena parte do radiador.

The drive units may be scanned in free air or mounted in the final enclosure to consider the acoustical load of the sound field. Alternatively, the drive unit can also be measured in vacuum to consider the mechanical system only.

A varredura das unidades de acionamento podem ser ao ar livre ou montadas no gabinete final, a fim de considerar a carga acústica do campo sonoro. Alternativamente, a unidade de acionamento também pode ser medida no vácuo, considerando assim, apenas o sistema mecânico.

The measurement of the transfer functions is performed in the small signal domain to generate characteristics which are independent on the signal properties and supplement the linear, nonlinear and thermal parameters of the loudspeaker.

A medição das funções de transferência é realizada no domínio de pequenos sinais para gerar características independentes nas propriedades do sinal e complementar os parâmetros lineares, não-lineares e térmicos do alto-falante.

Modal analysis and novel decomposition techniques can be applied to the distributed parameters and show the relationship between single components of the vibration and the impact on the sound pressure output. For this kind of analysis the Rayleigh equation is a useful approximation for predicting the SPL output and a basis for defining an accumulated acceleration level (AAL).

A análise modal e as novas técnicas de decomposição podem ser aplicadas aos parâmetros distribuídos e apresentar a relação entre as componentes individuais de vibração e o impacto sobre a saída de pressão sonora. Para este tipo de análise, a equação de *Rayleigh* é uma aproximação útil para prever a saída SPL e uma base para a definição de um nível de aceleração acumulada (AAL).

The distributed mechanical parameters calculated by FEA or measured on a prototype by laser scanning may be also used for an accurate prediction of the sound pressure output by considering the acoustical environment (baffle, enclosure or horn) in a boundary element analysis to reach an optimal loudspeaker system design.

Os parâmetros mecânicos distribuídos, calculados pela FEA ou medido em um protótipo de varredura à *laser* pode ser usado também para uma previsão precisa da saída de pressão sonora, considerando o ambiente acústico (*baffle*, gabinete ou corneta) em uma análise dos elementos de contorno, atingindo um projeto de sistema de alto-falante ideal.

Finally, the distributed mechanical parameters open new ways for loudspeaker diagnostics as discussed in greater detail in the related paper [5].

Finalmente, os parâmetros mecânicos distribuídos abrem novos caminhos para o diagnóstico de alto-falante, como discutido em maiores detalhes no artigo relacionado [5].

## 8. REFERENCES REFERÊNCIAS

- [1] R. Small, "Closed-Box Loudspeaker System", *J. of Audio Eng. Soc.*, Vol. 20, Nr. 10, pp. 798–808 (December 1972).
- [2] W. Klippel, "Nonlinear Modeling of the Heat Transfer in Loudspeakers", *J. of Audio Eng. Soc.*, Vol. 52, No. 1/2, pp. 3-25 (February 2004).
- [3] "Sound System Equipment – Electroacoustical Transducers – Measurement of Large Signal Parameters", IEC Publication PAS 62458 © IEC:2006(E).
- [4] F.J.M. Frankort, "Vibration Patterns and Radiation Behavior of Loudspeaker Cones", *J. of Audio Eng. Soc.*, Vol. 26, Nr. 9, pp. 609-622 (September 1978).
- [5] W. Klippel, J. Schlechter, "Distributed Mechanical Parameters of Loudspeakers (Part 2: Diagnostics)", submitted to JAES.
- [6] L. Beranek, "Acoustics", *published by the Acoustic Society of America*, New York (1996)
- [7] McLachlan N. W., "Loud speakers: theory, performance, testing, and design," Dover Publications, New York (1960).
- [8] Wright, J. R , "Automatic Vibration Analysis by Laser Interferometry," *presented at the 88<sup>th</sup> Convention of the Audio Eng. Soc.*, preprint 2889; (March 1990).
- [9] W. Klippel, J. Schlechter, "Measurement and Visualization of Loudspeaker Cone Vibration", *presented at the 121<sup>st</sup> Convention of the Audio Eng. Soc.*, New York, USA, preprint 6882, (October 2006).
- [10] J. Vanderkooy, verbal communication.
- [11] Kaizer, A. J. M., "Theory and Numerical Calculation of the Vibration and Sound Radiation of Cone and Dome Loudspeakers with Non-Rigid Diaphragms," presented at the 62nd Convention of the Audio Eng. Soc., March 1979, Preprint 1437.
- [12] Anthony, P. J. et. al. ,"Finite-Element Analysis in the Design of High-Quality Loudspeakers, presented at the 108th Convention of the Audio Eng. Soc., February 2000, Preprint 5162.
- [13] Karjalainen, M., et. al., "Comparison of Numerical Simulation Models and Measured Low-Frequency Behavior of a Loudspeaker," presented at the 104th Convention of the Audio Eng. Soc., May 1998 Preprint 4722.
- [14] Wright, J., " Finite Element Analysis as a Loudspeaker Design Tool, "Paper MAL-11; Conference: AES UK Conference: Microphones &

Loudspeakers, The Ins & Outs of Audio (MAL); March 1998.

[15] Vollesen, H., "Control of Loudspeaker Directivity by Mechanical Optimization of the Diaphragm," presented at the 94th Convention of the Audio Eng. Soc., March 1993, Preprint 3528.

[16] Morita, S., "Acoustic Radiation of a Horn Loudspeaker by the Finite Element Method - A Consideration of the Acoustic Characteristic of Horns," *J. of Audio Eng. Soc.*, Vol. 28, Nr. 7/8, pp. 482-489; July 1980.

[17] Kaizer, A., "Calculation of the Sound Radiation of a Nonrigid Loudspeaker Diaphragm Using the Finite-Element Method," *J. of Audio Eng. Soc.*, Vol. 36, Nr. 7/8, pp. 539-551; July 1988.

Translated by Thais De Fusco