

Distributed Mechanical Parameters of Loudspeakers (Part 2: Diagnostics)

Parâmetros mecânicos distribuídos de alto falantes (Parte 2: Diagnósticos)

Wolfgang Klippel¹, Joachim Schlechter²

¹University of Technology Dresden, Dresden, Germany, wklippel@klippel.de

²KLIPPEL GmbH, Dresden, Germany, schlechter@klippel.de

ABSTRACT

Distributed mechanical parameters describe the vibration and geometry of the sound radiating surface of loudspeaker drive units. This data is the basis for predicting the sound pressure output and a decomposition of the total vibration into modal and sound pressure related components. This analysis separates acoustical from mechanical problems, shows the relationship to the geometry and material properties and gives indications for practical improvement. A new kind of loudspeaker diagnostic becomes possible and a step by step methodology is developed in this paper. Common problems are discussed in relation to design choices.

RESUMO

Os parâmetros mecânicos distribuídos descrevem a vibração e a geometria da superfície de radiação do som nos alto falantes. Esta informação é a base para a previsão da saída da pressão sonora e para uma decomposição da vibração total em componentes modais e de pressão sonora relacionada. Esta análise separa os problemas acústicos dos

mecânicos, mostra a relação entre a geometria e as propriedades do material e fornece indicações para melhorias práticas. Um novo tipo de diagnóstico de alto falante torna-se possível e sua metodologia será desenvolvida passo a passo neste trabalho. Problemas comuns são discutidos em relação às escolhas de projetos.

1. INTRODUCTION INTRODUÇÃO

The mechanical vibration of a loudspeaker drive unit can be represented by distributed parameters which consist of a set of linear transfer functions and the geometry of the radiator (cone, dome, diaphragm, piston, panel) as defined in a previous paper [1]. The transfer functions $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$ between the input voltage $U(j\omega)$ and the displacement $X(j\omega, \vec{r}_c)$ of the radiator's surface can be measured by using a laser scanning technique or can be predicted by using finite element analysis (FEA) and material properties (Young's modulus E and loss factor η) as illustrated in Fig. 1.

A vibração mecânica de um driver pode ser representada por parâmetros distribuídos, que consistem de um conjunto de funções de transferência linear e da geometria do radiador (cone, membrana, diafragma, pistão, painel), tal como definido em um artigo anterior [1]. As funções de transferência $H_x(j\omega, \vec{r}_c)$ entre a tensão de entrada, $U(j\omega)$, e o deslocamento, $X(j\omega, \vec{r}_c)$, da superfície do radiador, podem ser medidas através da técnica de varredura à *laser* ou previstas por meio da análise de elementos finitos (FEA) e pelas propriedades do material (Módulo de *Young* E e fator de perda η), como ilustrado na Fig. 1.

The sound pressure at any point in the sound field can be predicted by Boundary Element Analysis (BEA) using the distributed parameters and the shape and properties of other acoustical elements (horn, enclosure, room, ...) as input information [2]-[5]. Thus distributed parameters supplement the lumped parameters considering the nonlinear and thermal properties of the motor and suspension and provide for each drive unit a comprehensive set of data as input for loudspeaker system design.

A pressão sonora em qualquer ponto do campo de som pode ser previsto pela Análise de Elemento de Contorno (BEA), usando os parâmetros distribuídos e a forma e propriedades de outros elementos acústicos (corneta, gabinete, sala,...) como informações de entrada [2] - [5]. Parâmetros assim distribuídos complementam os parâmetros

concentrados, considerando as propriedades não-lineares e térmicas do motor e da suspensão, e fornecendo, para cada driver, um conjunto abrangente de dados como entrada para projeto de sistema de alto-falante.

This paper focuses on the practical interpretation of the distributed parameters and shows the diagnostic value for identifying common problems related to the mechanical vibration and acoustical radiation. This kind of analysis is based on secondary characteristics which are derived from the primary data in [1] and make the relationship between geometry and material properties of the radiator and the sound pressure output more transparent.

Este artigo tem como objetivo a interpretação prática dos parâmetros distribuídos e mostrar o valor de diagnóstico para a identificação de problemas comuns relacionados às vibrações mecânicas e radiação acústica. Este tipo de análise é baseada em características secundárias que são derivadas de dados primários em [1] e relacionam a geometria e as propriedades do material do radiador com a saída de pressão sonora de uma forma mais transparente.

The radiated sound pressure level (*SPL*) can be predicted with a simple monopole approximation in the Rayleigh Eq. 6 in [1]. An accumulated acceleration level (*AAL*) is defined in Eq. 8 in [1] to summarize the mechanical vibration to a quantity which is comparable to the sound pressure output. The sound power is also an integrative measure which summarizes the directional response pattern into a single-valued characteristic.

O nível de pressão sonora radiado (*SPL*) pode ser previsto com uma aproximação do monopólo simples na *Rayleigh*, Eq.6 em [1]. Um nível de aceleração acumulada (*AAL*) é definido na Eq. 8 em [1] para resumir a vibração mecânica para uma quantidade que seja compatível à saída de pressão sonora. A potência sonora também é uma medida integrativa, a qual resume o padrão de resposta direcional em uma característica de valor único.

Modal analysis describes the total vibration by the linear superposition of a few numbers of independent modes. Each mode can separately be investigated by considering shape of the vibration pattern, the natural frequency and the modal loss factor.

A análise modal descreve a vibração total da superposição linear de um número menor de modos independentes. Cada modo pode ser analisado separadamente, considerando a forma do padrão de vibração, a frequência natural e o fator de perda modal.

If the radiator has an axial-symmetrical shape the circumferential modes can be separated from the radial component.

Se o radiador tiver uma forma axial simétrica, os modos circunferenciais podem ser separados da componente radial.

The new sound pressure related decomposition shows the contribution of each surface element to the total sound pressure at a receiving point r_a in the sound field. An in-phase vibration component which constructively contributes to the sound pressure can be separated from an anti-phase vibration component which destructively contributes to the sound pressure at the point r_a . The remaining quadrature component gives valuable information about vibration which is not contributing to the sound pressure at the point r_a (e.g. acoustical cancellation of rocking modes).

A decomposição relacionada à uma nova pressão sonora mostra a contribuição de cada elemento da superfície para a pressão sonora total em um ponto de recebimento r_a no campo de som. Uma componente de vibração em fase construtiva contribui para a pressão sonora e pode ser separada de uma componente de vibração anti-fase destrutiva, que contribui para a pressão sonora no ponto r_a . A componente de quadratura restante dá informações importantes sobre a vibração que não está contribuindo para a pressão sonora no ponto r_a (por exemplo, o cancelamento acústico de modos de balanço).

The diagnostic value of the distributed parameters shall be illustrated in this paper on following drive units:

- Woofer A using a conventional 11 cm paper cone
- Woofer B using a 11 cm magnesium cone
- Woofer C using a 12 cm flat piston as radiator
- Horn compression driver with a 6 cm aluminum dome.

O valor do diagnóstico dos parâmetros distribuídos são ilustrados neste artigo nas seguintes unidades de acionamento:

- *Woofer A* usando um cone de papel de 11 cm convencional
- *Woofer B* usando um cone de magnésio de 11 cm
- *Woofer C* usando um pistão *flat* de 12 cm como radiador

- *Driver* corneta com um domo de alumínio de 6cm

2. DIAGNOSTICS OF VIBRATION AND RADIATION PROBLEMS DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS DE VIBRAÇÃO E RADIAÇÃO

The drive units are operated virtually in an infinite baffle and the radiation into the half space is investigated. The influence of the enclosure, horn and acoustical system which is finally coupled to the drive unit is neglected. For this kind of diagnostics the sound radiation in the far field can be approximated with the Rayleigh equation (Eq. 6 in [1]) at minimal computational load.

As unidades de acionamento são operadas virtualmente em um *baffle* infinito e a radiação em meio espaço é analisada. A influência do gabinete, da corneta e do sistema acústico, cujo os quais são por fim acoplados à unidade de acionamento, é desprezada. Para este tipo de diagnóstico, a radiação do som no campo distante pode ser aproximada com a equação de *Rayleigh* (Eq. 6 em [1]) para uma carga computacional mínima.

2.1. Smooth SPL Response Resposta SPL suave

Significant peaks and dips in the sound pressure response impair the sound quality and are perceived as coloration. In the first step of the analysis the *SPL* response is calculated at a point on axis and a few degrees out of axis. Those responses may represent the direct sound varying over the listening area. The flatness and smoothness of the responses are investigated and the critical frequencies are determined.

Picos e quedas significativas na resposta de pressão sonora prejudicam a qualidade do som e são percebidos como coloração. Na primeira etapa da análise da resposta *SPL*, estas respostas são calculadas em um ponto no eixo e alguns graus fora do eixo e podem representar o som direto variando sobre a área audível. A planicidade e suavidade das respostas são analisadas e as frequências críticas são determinadas.

Fig. 2 shows a relatively flat and smooth *SPL* response of woofer A using a conventional paper cone. At 1 kHz the *SPL* on-axis and ± 30 degree off-axis drops by 3 dB but then they stay constant up to 4 kHz. Fig. 3 shows the on-axis *SPL* response as thick solid line of woofer B using a magnesium cone which is almost constant up to 6 kHz. Only the *SPL* responses measured ± 30 degree out of axis decrease above 2 kHz. The distinct peaks above 8 kHz

are not relevant for a woofer application. Fig. 4 shows the *SPL* responses of woofer C using a flat piston as radiator. There is a 6dB peak at 800 Hz and a significant dip at 1.1kHz both in on-axis and off-axis responses which is not acceptable for the particular application.

A Fig. 2 mostra uma resposta *SPL* relativamente plana e lisa do *woofer* A, usando um cone de papel convencional. Em 1 kHz, o *SPL* no eixo e ± 30 graus fora do eixo, cai 3 dB, porém até 4 kHz permanece constante. A Fig. 3 mostra a resposta *SPL* do *woofer* B, usando um cone de magnésio, no eixo como linha sólida grossa, que é quase constante até 6 kHz. Apenas as respostas *SPL* medidas a ± 30 graus para fora do eixo obtiveram redução acima de 2 kHz. Os picos distintos acima de 8 kHz não são relevantes para uma aplicação no *woofer*. A Fig. 4 mostra as respostas *SPL* do *woofer* C, usando um pistão *flat* como radiador. Há um pico de 6dB a 800 Hz e uma queda significativa em 1.1kHz, tanto na resposta no eixo como fora do eixo, o que não é aceitável para a aplicação particular.

2.2. Desired Directivity Diretividade desejada

For critical frequencies (where the peaks and dips occur) it is useful to investigate the variation of the *SPL* over a larger number of the angles. This is important for the radiated sound power response which determines the diffuse sound in enclosed spaces (rooms).

Fig. 5 shows for example the directivity of woofer C at the critical frequency 1.1 kHz which indicates that the dip is limited to a certain angle and the sound power response is less affected than the on-axis response.

Para frequências críticas (onde ocorrem os picos e quedas), é importante analisar a variação do *SPL* em um maior número de ângulos. Isso é importante para a resposta de potência sonora radiada, a qual determina o som difuso em espaços fechados (salas).

A Fig. 5 mostra, por exemplo, a diretividade do *woofer* C na frequência crítica, 1.1 kHz, indicando que a queda é limitada a um certo ângulo e a resposta de potência sonora é menos afetada do que a resposta no eixo.

2.3. Sufficient Mechanical Vibration Vibração mecânica suficiente

The analysis of the vibration should start with the calculation of the accumulated acceleration level (*AAL*). This level shows the maximal possible *SPL* by summarizing the volume velocity of all points on the radiator's surface while neglecting phase differences.

A análise da vibração deve começar com o cálculo do nível de aceleração acumulada (*AAL*). Este nível mostra o máximo *SPL* possível, resumindo a velocidade do volume de todos os pontos na superfície do radiador, quando desprezadas as diferenças de fase.

The acceleration level is identical with the on-axis *SPL* response at lower frequencies where the radiating surface vibrates as a rigid body and no acoustical cancellation occurs. At higher frequencies there are peaks in the acceleration level which are placed at the natural frequencies of the mechanical modes.

O nível de aceleração é idêntico à resposta *SPL* no eixo em frequências mais baixas, onde a superfície radiante vibra como um corpo rígido e não ocorre nenhum cancelamento acústico. Em frequências mais altas, há picos no nível de aceleração, que são colocados nas frequências naturais dos modos mecânicos.

The woofer A with the paper cone produces a peak in *AAL* at 1.1 kHz as shown in Fig. 6 which is not visible in the *SPL* response. The dip in the *SPL* response at 5 kHz corresponds with a lack of accumulated acceleration.

O woofer A, com o cone de papel, produz um pico na *AAL* em 1,1 kHz, como mostrado na Fig. 6, que não é visível na resposta *SPL*. A queda na resposta *SPL* em 5 kHz corresponde à falta de aceleração acumulada.

For woofer B with the magnesium cone both *AAL* and *SPL* responses are identical up to 2 kHz as shown in Fig. 7. The acceleration stays also constant up to 4 kHz and shows significant peaks of 10 –15 dB at the natural frequencies. Above 10 kHz, where the moving mass of the coil dominates the total mechanical impedance, the *AAL* decreases dramatically.

Para o woofer B, com cone de magnésio, ambas respostas *AAL* e *SPL* são idênticas até 2 kHz, como mostrado na Fig.7. A aceleração também permanece constante até 4 kHz e mostra picos significativos de 10-15dB nas

frequências naturais. Acima de 10 kHz, onde a massa em movimento da bobina domina a impedância mecânica total, a AAL diminui drasticamente.

Fig. 8 shows that the acceleration level of woofer C with the flat piston has a peak of 10 dB at 850 Hz which causes the first peak in the SPL response while the other peaks at 4 kHz and higher do not generate excessive peaks in SPL. It is interesting to see that there are no sharp dips in the acceleration level. Above 15 kHz the acceleration level also decreases due to the influence of the coil mass.

A Fig. 8 mostra que o nível de aceleração do *woofer* C, com o pistão *flat*, tem um pico de 10 dB em 850 Hz, que causa o primeiro pico na resposta SPL, enquanto os outros picos acima de 4 kHz não geram picos excessivos na SPL. É interessante ver que não há nenhuma queda acentuada no nível de aceleração. Acima de 15 kHz, o nível de aceleração também diminui devido à influência da massa da bobina.

2.4. Anti-Resonance Anti-ressonância

The ring anti-resonance is the precursor of the first bending mode [6]. At this frequency f_{ra} the mass and the longitudinal stiffness of the outer ring zone build up a resonating system. High displacement at the outer ring zone corresponds with a low displacement at the voice coil where the exciting force is applied. Thus it is called an “anti”-resonance. This frequency can be found by searching for a local minimum in the amplitude response of $H_x(j\omega, r_{coil})$ of a point r_{coil} close to the voice coil position which corresponds with a minimum of the mechanical admittance $Y_{mech}(j\omega)$.

O anel anti-ressonância é o precursor do primeiro modo de flexão [6]. Nesta frequência f_{ra} , a massa e a rigidez longitudinal da zona externa do anel constroem um sistema de ressonância. Um alto deslocamento nessa região corresponde a um baixo deslocamento na bobina móvel, onde a força excitante é aplicada. Por esse motivo é chamado de "anti"-ressonância. Essa frequência pode ser encontrada através de um mínimo na resposta de amplitude de $H_x(j\omega, r_{coil})$ de um ponto r_{coil} próximo à posição da bobina, o que corresponde com um mínimo da admitância mecânica $Y_{mech}(j\omega)$.

A high transverse displacement of the outer ring zone occurs at the ring anti-resonance frequency $f_{ra} = 632$ Hz as shown in

Fig. 9. This causes a bending moment in the shell which leads to the first axial-symmetrical bending mode at higher frequencies. The high displacement at the outer ring zone compensates for the low displacement at the center producing an almost even *SPL* response as shown in Fig. 8.

Na frequência anti-ressonância do anel, $f_{ra} = 632$ Hz, ocorre um alto deslocamento transversal na zona externa do anel, como mostrado na Fig. 9. Isto provoca um momento de flexão na casca, causando o primeiro modo de flexão axial simétrico em frequências mais altas. O alto deslocamento na zona externa do anel compensa o baixo deslocamento no centro, produzindo quase a mesma resposta *SPL*, como mostrado na Fig. 8.

2.5. Causes for peaks in *SPL* response Causas dos picos de resposta *SPL*

Sharp peaks in the *SPL* response already appear in the acceleration response *AAL*. The peaks correspond with the natural frequencies ω_i of the vibration modes on the radiating surface.

The flat piston used as radiator in woofer C shows the first bending mode at $f_{b1}=843$ Hz as shown in Fig. 10. At this frequency the amplitude of the sound pressure and the accumulated acceleration in Fig. 8 becomes maximal.

Picos na resposta *SPL* já aparecem na resposta de aceleração *AAL*. Os picos correspondem às frequências naturais ω_i dos modos de vibração na superfície radiante.

O pistão *flat* usado como radiador no *woofer* C, mostra o primeiro modo de flexão em $f_{b1}=843$ Hz, como mostrado na Fig. 10. Nessa frequência, a amplitude da pressão acústica e a aceleração acumulada na Fig. 8 tornam-se máximas.

2.6. Sufficient Damping of the Material Amortecimento suficiente do material

Losses in the material are required to keep the *Q* factor of each modal resonance sufficiently low. This is important to avoid significant peaks in the *SPL* response and corresponding transient distortion in the cumulative decay spectrum which are related with rapid variations of the phase response versus frequency.

Perdas no material são necessárias para manter o fator Q de cada modo suficientemente baixo. Isto é importante para evitar picos significativos na resposta SPL e distorção transitória correspondente no espectro decrescente cumulativo, que está relacionado com variações rápidas da resposta de fase *versus* frequência.

The modal loss factor η_i which is the inverse of the Q factor can be found by searching for a 3dB decay in the accumulated acceleration level *AAL* as described in [1].

O fator de perda modal η_i , inverso do fator Q , pode ser encontrado procurando-se uma queda de 3dB no nível de aceleração acumulada *AAL*, como descrito em [1].

The loss factor η_i of the composite material used as a flat radiator is about 0.1 at first natural frequency 850 Hz. To suppress the peak in the SPL response the loss factor has to be increased by factor 2 or more. The damping can be increased by replacing the material of the radiator or by applying a partial coating of the surface with a viscous material. A coating of the complete radiator surface is usually not required for damping particular modes and also not desired because the additional mass will reduce the sensitivity.

O fator de perda η_i do material composto utilizado como um radiador *flat* é cerca de 0,1 na primeira frequência natural 850 Hz. Para suprimir o pico na resposta SPL, o fator de perda precisa de um acréscimo de pelo menos 2. O amortecimento pode ser aumentado através da substituição do material do radiador ou pela aplicação de um revestimento parcial da superfície com um material viscoso. Um revestimento da superfície do radiador completa geralmente não é necessário para amortecimento de modos particulares e também não desejado, já que a massa adicional irá reduzir a sensibilidade.

The coating should be applied to the region where the natural mode generates a high value of longitudinal velocity in radial direction (from coil to surround). Since the first bending mode of driver C covers almost the whole flat disc part everything should be coated by a damping material except the dome at the centre of the radiator.

Alternatively, also the loss factor of the surround material could be increased.

O revestimento deve ser aplicado na região onde o modo natural gera um elevado valor da velocidade longitudinal na direção radial (da bobina para a borda). Quando o primeiro modo de flexão do *driver* C cobrir quase toda a parte do disco *flat*, este deve ser revestido por um material de amortecimento, exceto o domo no centro do radiador.

Outra alternativa seria aumentar o fator de perda do material da borda.

2.7. Causes for dips in SPL response Causas das quedas na resposta SPL

The difference between the *SPL* response and *AAL* response is caused by a partial compensation of the volume velocities generated by different parts on the radiators surface. The sound pressure related decomposition can help to identify problems of acoustical cancellation. In that case the in-phase component and the anti-phase component have the same acceleration level *AAL* which is identical with the *SPL* generated by each component. The summation of an almost equal in-phase and anti-phase component results in a strong dip in the total *SPL* response.

A diferença entre a resposta *SPL* e a *AAL* é devido à uma compensação parcial da velocidade de volume gerada por diferentes partes da superfície nos radiadores. A decomposição da pressão sonora relacionada pode ajudar a identificar problemas de cancelamento acústico. Neste caso, a componente em fase e a componente anti-fase tem o mesmo nível de aceleração *AAL*, que é idêntico ao *SPL* gerado por cada componente. A soma das componentes em fase com componentes anti-fase quase iguais, resulta em uma queda brusca na resposta *SPL* total.

Fig. 11 shows the result of the sound pressure related decomposition for the 5 inch example drive unit. In the piston mode the anti-phase component is almost negligible and would only produce 20 dB output if the other components are not considered. Above the ring anti-resonance frequency $f_{ra}=632$ Hz the anti-phase component rises steadily and becomes maximal at the first bending mode $f_{b1}=843$ Hz. At this frequency the anti-phase component is almost 10dB below the in-phase component. The acoustical cancellation occurs at 1.1kHz, 4.4kHz and 7kHz where the in-phase and anti-phase components become identical.

A Fig. 11 mostra o resultado da decomposição da pressão sonora relacionada para a unidade de acionamento de 5", por exemplo. No modo pistão, a componente anti-fase é quase desprezível e só produzirá uma saída de 20 dB, quando as outras componentes não forem consideradas. Acima da frequência de anti-ressonância do anel $f_{ra}=632$ Hz, a componente anti-fase aumenta de forma constante e torna-se máxima no primeiro modo de flexão $f_{b1}=843$ Hz.

Nessa frequência, a componente anti-fase está quase 10dB abaixo da componente em-fase. O cancelamento acústico ocorre em 1.1kHz, 4.4kHz e 7kHz onde as componentes em fase e anti-fase são idênticas.

The location of the in-phase component gives a deeper understanding of the cancellation process at 1.1kHz. Passing the cancellation frequency the in-phase component moves from the outside ring to the centre of the piston as shown in Fig. 12 and Fig. 13.

A localização da componente em fase dá uma compreensão mais aprofundada do processo de cancelamento em 1.1kHz. Passando a frequência de cancelamento, a componente em fase movimenta-se do anel externo para o centro do pistão, como mostrado na Fig. 12 e Fig. 13.

The in-phase component switches its position also at 4.4 kHz, 7 kHz, 8.5 kHz, 10 kHz and 15 kHz just at the frequencies where the *SPL* (or *AAL*) of the in-phase component equals the anti-phase component.

A componente em fase alterna a sua posição também em 4,4 kHz, 7 kHz, 8,5 kHz, 10 kHz e 15 kHz, apenas nas frequências onde a *SPL* (ou *AAL*) da componente em-fase é igual a componente anti-fase.

Woofers A and B using a conventional paper and magnesium cone, respectively, show a completely different behavior. The *SPL* (*AAL*) of the anti-phase component in Fig. 15 and Fig. 17 is always more than 10 dB below the in-phase component. Therefore, there are no acoustical cancellation effects causing dips in the *SPL* response. The anti-phase components generated above the ring anti-resonance frequency f_{ra} spread with rising frequency from the outside edge to the center and push the in-phase back to the inner region of the cone as shown in Fig. 16 and Fig. 18. Like that both cones reduce their effective radiation area towards higher frequencies. This also reduces the effective moving mass as seen by the driving force generated by the coil which increases the real part of the acoustical radiation impedance and likewise the acoustical output power. Furthermore the radiation at higher frequencies becomes less directive because of the shrinking size of the effective radiation area. Both effects make it possible to build drive units which can be used over the full audio band.

Os *woofers* A e B, usando um cone de papel convencional e de magnésio, respectivamente, apresentam um comportamento completamente diferente. O *SPL* (*AAL*) da componente anti-fase na Fig. 15 e Fig. 17 está sempre mais do que 10 dB abaixo da componente em-fase, portanto, não há efeitos de cancelamento acústico causando

quedas na resposta SPL. As componentes anti-fase geradas acima da frequência de anti-ressonância do anel f_{ra} , espalham-se com uma frequência crescente a partir da borda externa até o centro do cone e empurram as componentes em fase de volta à região interna do cone como se os dois cones reduzissem sua área de radiação efetiva para frequências mais altas, como mostrado na Fig. 16 e Fig. 18.. Isso também reduz a massa em movimento efetiva, como pode-se observar através da força motriz gerada pela bobina, que aumenta a parte real da impedância de radiação acústica e a potência de saída acústica. Além disso, a radiação em frequências mais altas torna-se menos diretiva por causa do tamanho reduzido da área de radiação efetiva. Ambos efeitos tornam possível a construção de um driver, que pode ser utilizado em toda banda de áudio.

2.8. Avoid acoustical cancellations Evitando cancelamentos acústicos

The *SPL* or *AAL* of the in-phase component should be at least 6 dB higher than the *SPL* or *AAL* of the anti-phase component to avoid acoustical cancellation and dips in the total *SPL* response. If the in-phase component is always dominant it will be bounded to a fixed region on the radiator's surface which shrinks in size at higher frequencies. Conventional paper cones with an apex angle less than 70 degree break up gradually from outside. The first node occurs close to the outer rim because the shell is there less curved than towards the center and the bending stiffness is much lower.

Para evitar o cancelamento acústico e quedas na resposta SPL total, é necessário que o SPL, ou AAL, da componente em-fase seja pelo menos 6 dB maior que o SPL, ou AAL, da componente anti-fase. Se a componente em fase for sempre dominante, será limitada a uma região fixa na superfície do radiador, a qual reduz de tamanho em frequências mais altas. Cones de papel convencionais, com um ângulo de ápice menor que 70 graus quebram gradualmente de fora para o centro. O primeiro nó ocorre perto da borda externa, pois a casca é menos curva do que o centro e a rigidez à flexão é muito menor.

Piston drivers such as used in woofer C or shallow cones with a high apex angle (> 70 degree) generate a first node which is located closer to the center leading to a strong anti-phase component. Using a material with a different Young's modulus E will usually not solve this problem because the cancellation point will only be shifted in frequency but the mode shape and the position of the node will be similar. A variation of the loss factor will not solve the cancellation problem either. The only solution is to change the shape of the mode by varying the

distributed mass or bending stiffness on the shell versus radius r . This can be accomplished by using a shell which becomes thicker for lower radii or placing additional bracing below the piston in the inner region which increases the bending stiffness there while keeping a low bending stiffness in the outside region. Thus, also a flat radiator will have its first bending node closer to the outer rim and gets a dominant in-phase component in the center of the radiator as illustrated in Fig. 19.

Drivers pistão, como os utilizados no *woofer* C ou cones rasos com um ângulo de ápice elevado (> 70 graus), geram um primeiro nó localizado mais perto do centro, orientando-se para uma forte componente anti-fase. Usando um material com um módulo de *Young E* diferente geralmente não resolve este problema, pois o ponto de cancelamento desloca-se apenas em frequência, porém a forma do modo e a posição do nó permanecem similares. A variação do fator de perda também não resolve o problema de cancelamento, a única solução é mudar a forma do modo através da variação da massa distribuída ou da rigidez à flexão na casca *versus* o raio r . Isso pode ser feito usando uma casca, que torna-se mais grossa com raios menores ou colocando um suporte adicional abaixo do pistão, na região interna, o que aumenta a rigidez à flexão, mantendo uma baixa rigidez à flexão na região externa. Assim, um radiador *flat* também terá seu primeiro nó de flexão mais perto da borda externa e receberá uma componente em fase dominante no centro do radiador, como ilustrado na Fig. 19.

2.9. Dominant circumferential modes Modos circunferenciais dominantes

Loudspeaker drive units with a round shape do not only show modes in radial direction but also in circular direction. Circular modes may become more dominant in case there are any irregularities at the circumference such as wires or e.g. additional 12 bracings below the piston in woofer C as shown in Fig. 20.

Unidades de acionamento de alto-falante com um formato redondo, não mostram apenas os modos na direção radial, mas também na direção circular. Modos circulares podem tornar-se mais dominantes caso haja qualquer irregularidade na borda, como por exemplo, fios ou 12 suportes adicionais abaixo do pistão no *woofer* C, de acordo com a Fig.20.

Since woofer C has an axial-symmetrical shape a decomposition into a radial and a circumferential vibration component can be applied, as presented in [1]. The acceleration level of the circular component shown as thick solid line in Fig. 21 is at higher natural frequencies only 3 dB below the total acceleration level shown as dashed line.

Uma vez que o *woofer* C tem uma forma axial simétrica, uma decomposição em uma radial e uma componente de vibração circunferencial pode ser aplicada, conforme apresentado em [1]. O nível de aceleração da componente circular mostrado como linha sólida espessa na Fig. 21 está, em frequências naturais maiores, apenas 3 dB abaixo do nível de aceleração total mostrado como linha tracejada.

Although the circular component has high mechanical energy it generates 50 dB less *SPL* on axis normal to the radiator's plane as shown as thick solid curve in Fig. 22. The radial component generates the dominant contribution to the on-axis *SPL* (thin curve) which is 40 dB higher than the *SPL* output of the circular mode.

Embora a componente circular possua energia mecânica elevada, ela gera 50 dB menos *SPL* no eixo normal da superfície do radiador, conforme mostrado como curva sólida e espessa na Fig. 22. A componente radial gera a contribuição dominante para o eixo *SPL* (curva fina), que é 40 dB mais alto do que a saída *SPL* do modo circular.

For a measurement point which is 60 degree out of axis the *SPL* of the circular component shown in Fig. 23 as thick solid curve is 30 dB higher and contributes to the total *SPL* output significantly.

Para um ponto de medição 60 graus fora do eixo, o *SPL* da componente circular, mostrado na Fig. 23 como curva sólida e espessa, é 30 dB mais alto e contribui significativamente para a saída *SPL* total.

The directivity plots of the circular component in Fig. 24 reveal a high *SPL* output for high angles off-axis at all frequencies. Thus circular components which do not have much impact on the on-axis response may be important for reducing the directivity of a speaker producing a dispersive sound.

Os *plots* de diretividade da componente circular na Fig. 24 revelam uma alta saída *SPL* em todas as frequências para ângulos maiores fora do eixo. Assim, as componentes circulares que não tem muito impacto na resposta no eixo, podem ser importantes na redução da diretividade de um falante produzindo um som disperso.

2.10. Rocking modes Modos de balanço

The first circumferential mode on the surround causes a rocking movement of the cone and the voice coil former. This may cause a rubbing of the voice coil in the gap which could produce audible distortion and could even lead to a permanent damage of the speaker. Rocking modes do not contribute significantly to the total sound pressure

output. The best indicator for rocking modes and any other circumferential modes is the accumulated acceleration level (AAL) of the quadrature component.

O primeiro modo circunferencial na borda causa um movimento de balanço do cone e da bobina móvel. Isso pode causar um atrito da bobina móvel no *gap*, podendo produzir uma distorção audível ou até mesmo causar um dano permanente do falante. Os modos de balanço não contribuem significativamente na produção global de pressão sonora, o melhor indicador para os modos de balanço e quaisquer outros modos circunferenciais é o nível de aceleração acumulada (AAL) da componente de quadratura.

Below cone break-up where the acceleration level of the quadrature component is much smaller than the total component there is a distinct peak at 380 Hz in Fig. 25. This is caused by a rocking mode of woofer A as shown in Fig. 26.

Abaixo do cone *break-up*, onde o nível de aceleração da componente de quadratura é muito menor do que a componente total, há um pico distinto em 380 Hz na Fig. 25. Isto é causado por um modo de balanço do *woofer A*, como mostrado na Fig. 26.

Clearly the paper cone itself behaves like a rigid shell but the rocking mode causes significant deformation of the surround. Flat loudspeakers using a low cone height and headphones and micro-speakers dispensing with a spider are prone to rocking modes

Claramente, o cone de papel em si comporta-se como uma casca rígida, porém o modo de balanço provoca uma deformação significativa da borda. Alto-falantes planos, usando um cone baixo, fones de ouvido e micro-falantes, dispensando uma aranha, são propensos a modos de balanço

[7]. Any angular variation of the stiffness of the surround and the additional inertia of the wires initialize and support rocking modes. Rocking modes may have significant amplitude in the acceleration level but can hardly be detected in the radiated sound pressure output.

[7]. Qualquer variação angular da rigidez da borda e da inércia adicional dos fios inicializam e favorecem os modos de balanço, que podem ter uma amplitude significativa no nível de aceleração, mas dificilmente podem ser detectados na saída de pressão sonora radiada.

2.11. Irregular Vibrations Vibrações irregulares

Besides axial-symmetrical and circumferential there are other irregular vibrations on the shell which can usually not be predicted by finite element analyses.

Além das vibrações axial simétrica e circunferencial, existem outras vibrações irregulares na casca, que normalmente não podem ser previstas por meio de análises de elementos finitos.

Such irregularities may be caused by unbalanced mass distributions, non-uniform density or thickness of the shell caused by intended bracing and unintended folds generated during shape forming of the radiator.

Estas irregularidades podem ser causadas por distribuições em massa desequilibradas, densidade não uniforme ou espessura da casca causada pelo suporte e pelas dobras não intencionais geradas durante a formação do radiador.

The contribution of most irregularities to the total SPL and total AAL is relatively small but the irregular vibration may cause excessive nonlinear distortion because the displacement may be much higher at particular points. Irregular vibrations cause peaks in the AAL response of the quadrature component and in circular component. Those characteristics are useful indicators for detecting irregularities.

A contribuição da maioria das irregularidades para o SPL e AAL total é relativamente pequena, porém a vibração irregular pode causar uma distorção não-linear excessiva, pois o deslocamento pode ser muito maior em determinados pontos. Vibrações irregulares causam picos na resposta AAL da componente de quadratura e circular. Essas características são indicadoras úteis para a detecção de irregularidades.

The scanning data of a horn compression driver reveals a small peak at 6kHz in the AAL response of both circular and quadrature components in Fig. 27 which is not visible in the total AAL and SPL response. Fig. 28 shows that a small region close to the center of the dome vibrates at much higher displacement than the remaining dome area.

Os dados de varredura de um *driver* corneta revelam um pequeno pico em 6 kHz na resposta AAL, tanto na componente circular quanto na componente de quadratura, na Fig. 27, que não é visível na resposta total de AAL e SPL. A Fig. 28 mostra que uma pequena região perto do centro da membrana vibra com um deslocamento muito maior do que a área restante

3. CONCLUSION CONCLUSÃO

The distributed parameters reveal the mechanical properties of loudspeaker drive and the impact on the radiated sound pressure output.

Os parâmetros distribuídos revelam as propriedades mecânicas do alto-falante e o impacto sobre a saída de pressão sonora radiada.

Assessing the mechanical vibration on the radiator's surface makes it possible to separate mechanical problems from acoustical problems. Diagnostics on the radiator's behavior should start with an analysis of the mechanical modes. Derived characteristics like the accumulated acceleration level (*AAL*) and novel decomposition techniques simplify the interpretation of the vibration pattern. The number of modes, the position of the natural frequencies and the modal loss factor determine the smoothness of the *AAL* response which causes the peaks in *SPL* curve. Distributed parameters measured by laser scanning reveals circumferential modes, rocking modes and other irregular vibrations which are usually difficult to predict by finite element analysis (FEA).

Avaliando-se as vibrações mecânicas na superfície do radiador é possível separar os problemas mecânicos dos problemas acústicos. Os diagnósticos do comportamento do radiador devem começar com uma análise dos modos mecânicos. Características derivadas, como o nível de aceleração acumulada (*AAL*) e novas técnicas de decomposição, simplificam a interpretação do padrão de vibração. O número de modos, a posição das frequências naturais e o fator de perda modal determinam a suavidade da resposta *AAL*, causando suaves picos na curva *SPL*. Parâmetros distribuídos medidos por varredura à *laser* revelam modos circunferenciais, modos de balanço e outras vibrações irregulares que normalmente são difíceis de serem previstas através da análise de elementos finitos (FEA).

The dominant problems in acoustical radiation can be found by calculating the in-phase and anti-phase component which contribute in an constructive and destructive way, respectively, to the sound pressure output. Acoustical cancellation and sharp dips in the *SPL* response can be avoided by generating a dominant in-phase component having an *AAL* which is at least 6 dB higher than the contribution from the anti-phase component.

Os problemas dominantes na radiação acústica podem ser encontrados através do cálculo das componentes em-fase e anti-fase, que contribuem de uma forma construtiva e destrutiva, respectivamente, para a saída da pressão sonora.

Cancelamento acústico e quedas bruscas na resposta SPL podem ser evitados através da geração de uma componente em fase dominante, com um AAL no mínimo 6 dB maior do que a contribuição da componente anti-fase.

Traditional paper cones with a small apex angle do not suffer from cancellation problems because there is a dominant in-phase component in the center of the cone. The curvature of those cones causes a low bending stiffness in the outer zone and the nodal lines of the first bending modes occur close to the outer rim generating only a small anti-phase component.

Cones de papel tradicionais com um pequeno ângulo de ápice não sofrem de problemas de cancelamento porque não possuem uma componente em fase dominante no centro do cone. A curvatura dos cones causa uma baixa rigidez de flexão na zona externa e as linhas nodais dos modos de primeira dobra ocorrem perto da borda externa, gerando apenas uma pequena componente anti-fase.

Shallow cones, panels or piston-like radiators like woofer C in this paper are prone to acoustical cancellation problems because the first nodes divide the radiating area in competing parts producing a similar volume velocity.

Cones rasos, painéis ou pistão como radiadores, como no *woofer C* neste artigo, estão propensos a problemas de cancelamento acústico, pois os primeiros nós dividem a área de radiação em partes concorrentes, produzindo uma velocidade de volume similar.

A deeper understanding of the mechanical vibration and acoustical radiation is the basis for new ideas and design choices which can be evaluated in greater detail by finite element analysis.

Uma compreensão mais aprofundada das vibrações mecânicas e da radiação acústica é a base para novas idéias e projetos que podem ser avaliados com mais detalhes por análise de elementos finitos.

The distributed parameters presented here are based on a linear model and are limited to small amplitudes. At high amplitudes the nonlinearities due to cone geometry and material properties generate harmonic and intermodulation distortion. Mechanical modes of high amplitude which mainly contribute to the quadrature component can produce nonlinear distortion while not contributing to the fundamental output. Irregularities in the vibration which generate high local amplitudes may be also a significant source of nonlinear distortion. Further research such as in [8] is

required to develop a large signal model with distributed parameters which gives deeper insight into nonlinear vibration behavior.

Os parâmetros distribuídos apresentados são baseados em um modelo linear e são limitados a pequenas amplitudes. Em amplitudes elevadas as não-linearidades geradas devido à geometria do cone e às propriedades do material, geram distorção harmônica e de intermodulação. Modos mecânicos de alta amplitude, que contribuem principalmente para a componente de quadratura, podem produzir distorção não-linear, além de não contribuir para a saída fundamental. Irregularidades na vibração, que geram altas amplitudes locais, podem ser também uma fonte significativa de distorção não-linear. Futuras pesquisas, como em [8] são necessárias para desenvolver um modelo de grandes sinais com parâmetros distribuídos, o que dará uma visão mais aprofundada sobre o comportamento da vibração não-linear.

4. REFERENCES REFERÊNCIAS

- [1] W. Klippel, J. Schlechter, "Measurement of Distributed Loudspeaker Parameters" submitted to the *J. of Audio Eng. Soc.*,
- [2] C. Struck, "Analysis of the Nonrigid Behavior of a Loudspeaker Diaphragm using Modal Analysis", *presented at 86th convention of Audio Eng. Soc.*, Hamburg, preprint 2779 (1989).
- [3] D. A. Barlow, et. al., "The Resonances of Loudspeaker Diaphragms," *presented at the 65th Convention of the Audio Eng. Soc.*, preprint 1590 (February 1980).
- [4] T. Heed, "Minimizing the Amplitudes of Transverse Modal Waves in Diaphragms," *presented at the 101st Convention of the Audio Eng. Soc.*, Los Angeles, preprint 4333 (November 1996).
- [5] A. Chaigne, et.al. ," On the Influence of the Geometry on Radiation Electrodynamic Loudspeakers, AES Convention: 120 *presented at the 120th Convention of the Audio Eng. Soc.*, (May 2006)preprint 6775.
- [6] 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).

[7] Bright, A., "Vibration Behaviour of Single-Suspension Electrodynamic Loudspeakers," *presented at the 109th Convention of the Audio Eng. Soc.*, (September 2000) preprint 5213.

[8] N. Quaegebeur, "Nonlinear vibrations of loudspeaker-like structures," *Journal of Sound and Vibration*, Volume 309, Issues 1-2, 8 January 2008, Pages 178-196.

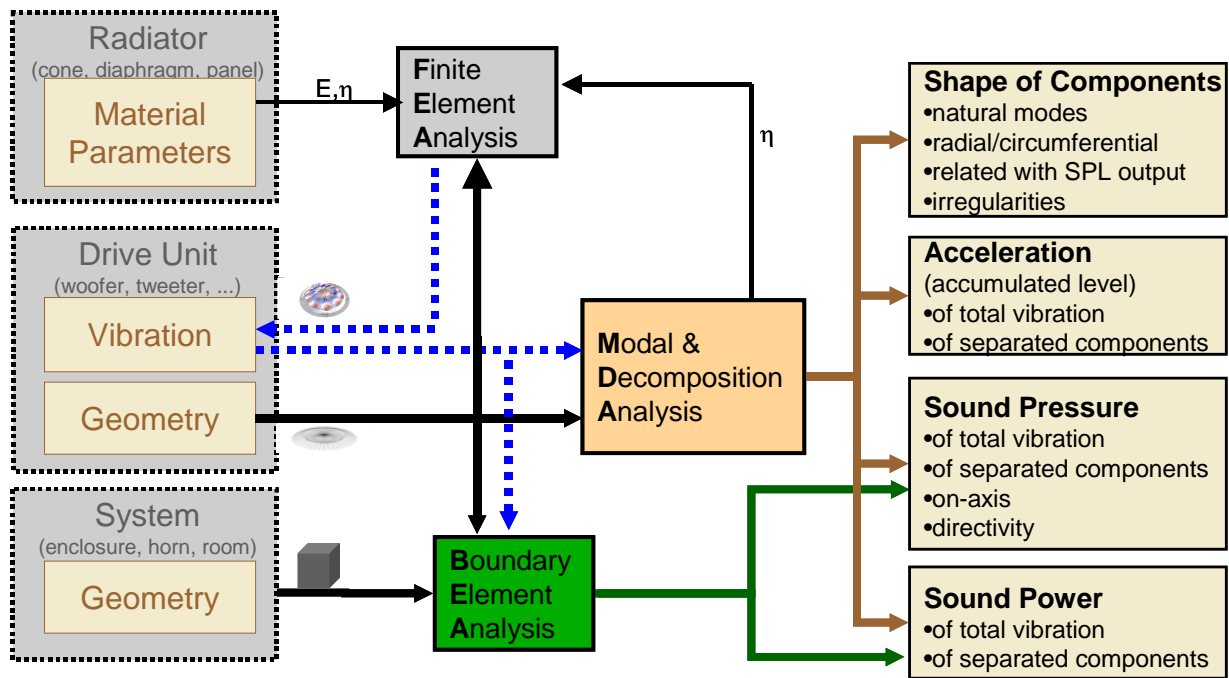


Fig. 1: Overview on vibration and radiation analysis in loudspeaker design
 Fig. 1: Visão geral sobre as análises de vibração e radiação no projeto de alto-falante

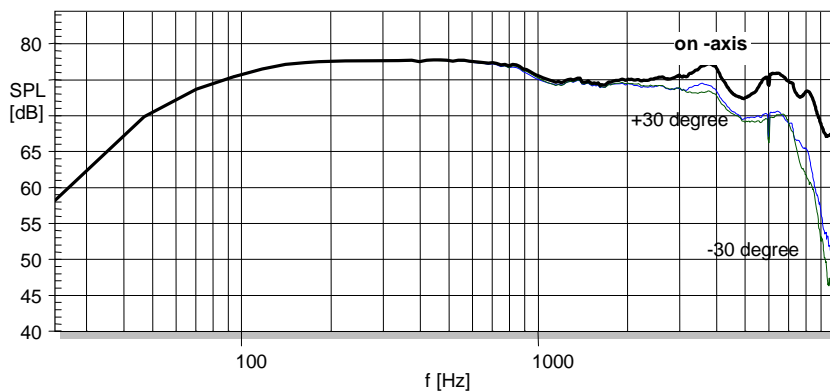


Fig. 2: Predicted sound pressure response on-axis and two points +/- 30 degrees out of axis of woofer A with a paper cone.

Fig. 2: Resposta prevista da pressão sonora no eixo e dois pontos de +/- 30 graus fora do eixo do *woofer* A com um cone de papel.

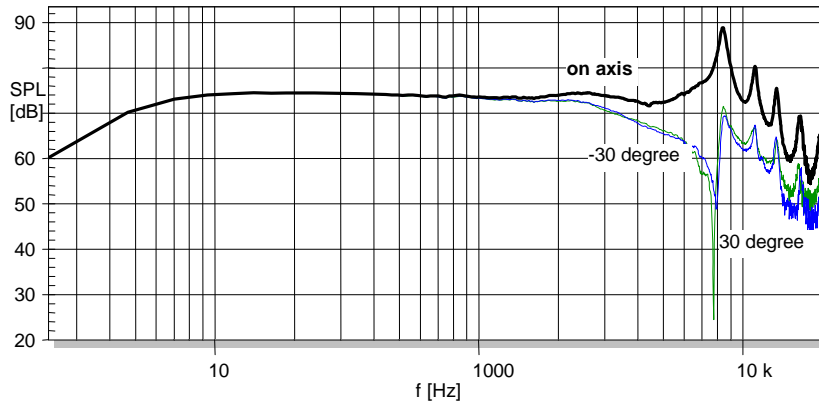


Fig. 3: Predicted sound pressure response on-axis and two points +/- 30 degrees out of axis of woofer B with a magnesium cone.

Fig. 3: Resposta prevista da pressão sonora no eixo e dois pontos de +/- 30 graus fora de eixo do *woofer* B com cone de magnésio.

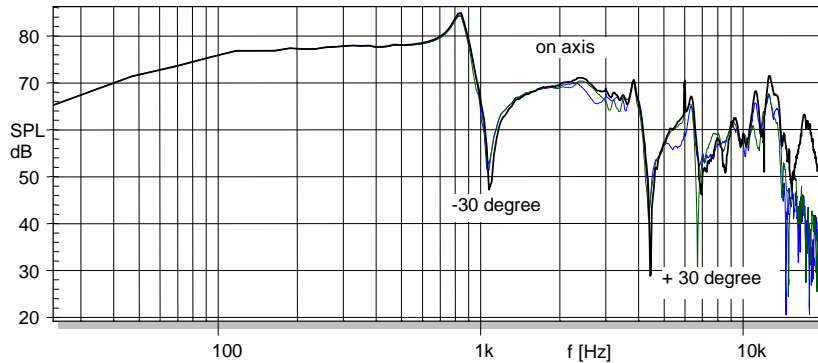


Fig. 4: Predicted sound pressure response on-axis and two points +/- 30 out of axis of woofer C with a flat radiator.

Fig. 4: Resposta prevista da pressão sonora no eixo e dois pontos de +/- 30 para fora do eixo do *woofer* C com um radiador plano.

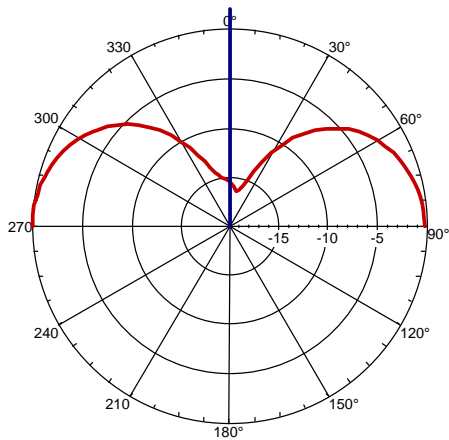


Fig. 5: Directivity of SPL in the horizontal plane predicted for woofer C at 1.1 kHz.

Fig. 5: Diretividade de SPL no plano horizontal prevista para o woofer C de 1,1 kHz

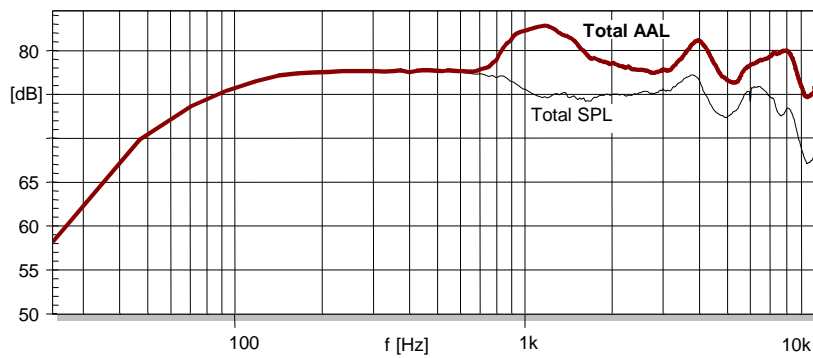


Fig. 6: Response of the accumulated acceleration level (thick line) compared to the total sound pressure level (thin line) of woofer A with a paper cone

Fig. 6: Resposta do nível de aceleração acumulada (linha em negrito) comparada com o nível de pressão sonora total (linha fina) do woofer A com um cone de papel

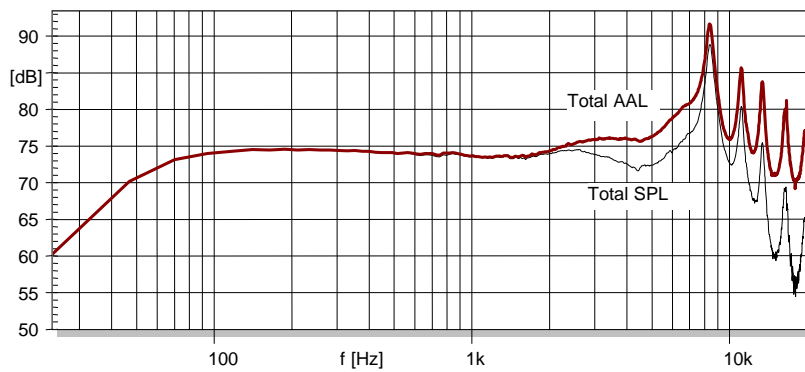


Fig. 7: Response of the accumulated acceleration level (thick line) compared to the total sound pressure level (thin line) of woofer B with a magnesium cone.

Fig. 7: Resposta do nível de aceleração acumulada (linha em negrito) comparada com o nível de pressão sonora total (linha fina) do woofer B com um cone de magnésio.

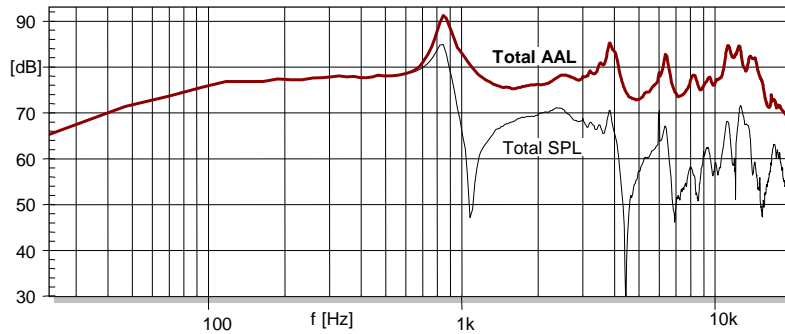


Fig. 8: Response of the accumulated acceleration level (thick line) compared to the total sound pressure level (thin line) of woofer C with a flat radiator.

Fig. 8: Resposta do nível de aceleração acumulada (linha em negrito) comparada com o nível de pressão sonora total (linha fina) do woofer C com um radiador plano.

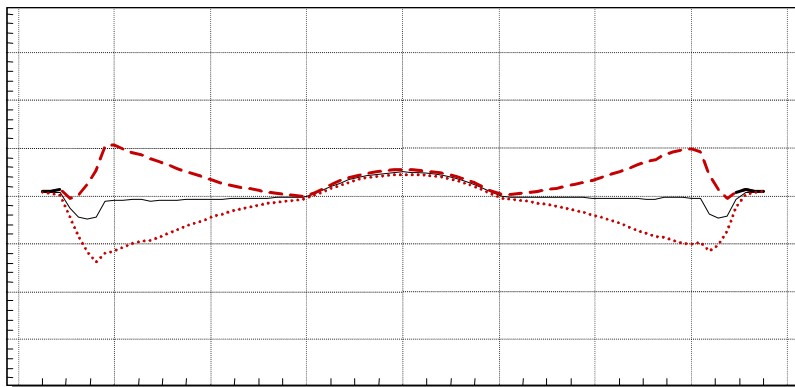


Fig. 9: Sectional view of the woofer C (thin line) and positive and negative peak displacement (dashed and dotted line, respectively) at the ring anti-resonance frequency f_{ra} .

Fig. 9: Vista seccional do woofer C (linha fina) e deslocamento de picos positivos e negativos (linha tracejada e linha pontilhada, respectivamente) na frequência de anti-ressonância do anel f_{ra} .

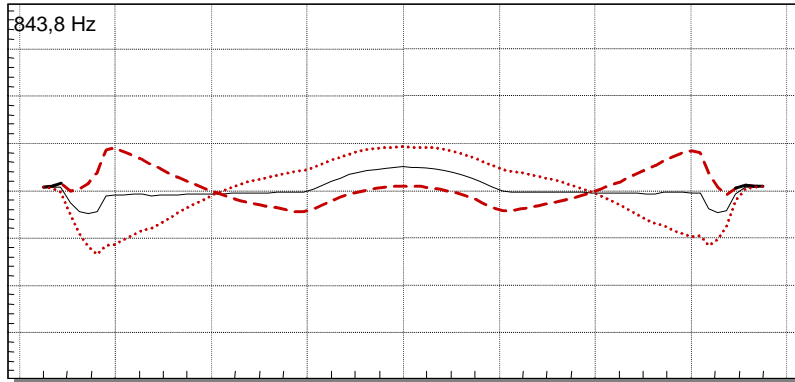


Fig. 10: Sectional view of woofer C (thin line) and positive and negative peak displacement (dashed and dotted line, respectively) at the first bending resonance frequency f_{b1} .

Fig. 10: Vista seccional do *woofer* C (linha fina) e deslocamento de picos positivos e negativos (linha tracejada e linha pontilhada, respectivamente) na frequência de ressonância da primeira dobra f_{b1} .

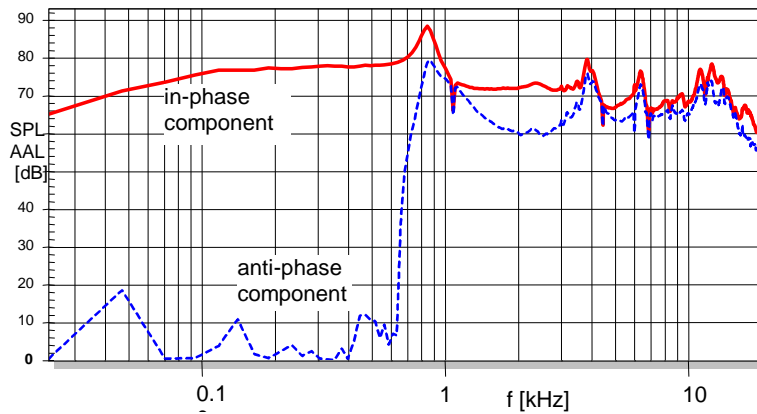


Fig. 11: AAL and SPL Response of the in-phase component and anti-phase component of woofer C with flat radiator.

Fig. 11: Respostas AAL e SPL das componentes em-fase e anti-fase do *woofer* C com radiador plano.

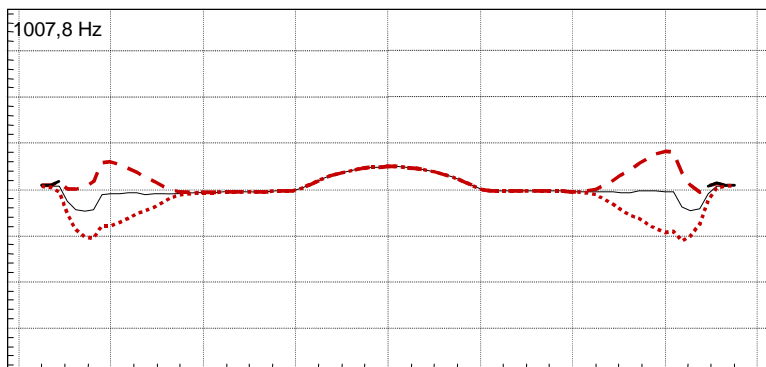


Fig. 12: Sectional view of woofer C with (thin line) and positive and negative peak displacement (dashed and dotted line, respectively) of the in-phase component at 1007 Hz.

Fig. 12: Vista seccional do *woofer* C (linha fina) e deslocamento de picos positivos e negativos (linha tracejada e linha pontilhada, respectivamente) da componente anti-fase em 1007 Hz.

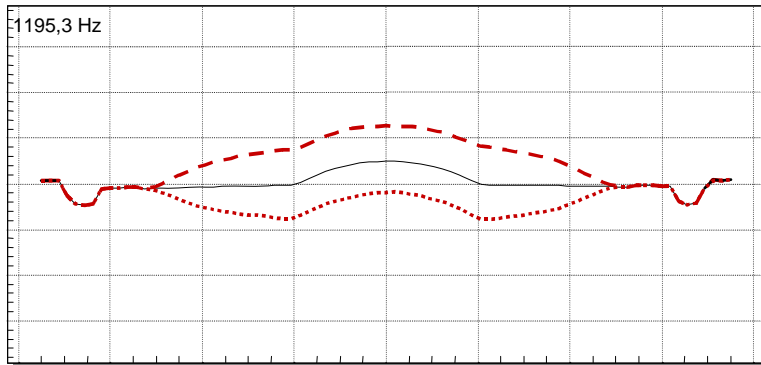


Fig. 13: Sectional view of the 5 woofer C (thin line) and positive and negative peak displacement (dashed and dotted line, respectively) of the in-phase component at 1195 Hz.

Fig. 13: Vista seccional do *woofer* C (linha fina) e deslocamento de picos positivos e negativos (linha tracejada e linha pontilhada, respectivamente) da componente anti-fase em 1195 Hz.

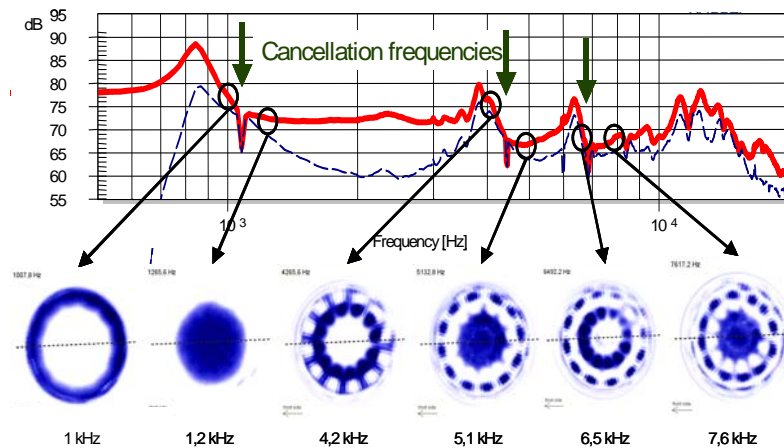


Fig. 14: SPL response (thick solid line) and 2D amplitude plot of the in-phase component compared with the SPL response (dashed line) of the anti-phase component of woofer C with a flat radiator.

Fig. 14: Resposta SPL (linha sólida em negro) e varredura em 2D da amplitude da componente em-fase comparada com a resposta SPL (linha pontilhada) da componente anti-fase do *woofer* C com um radiador plano.

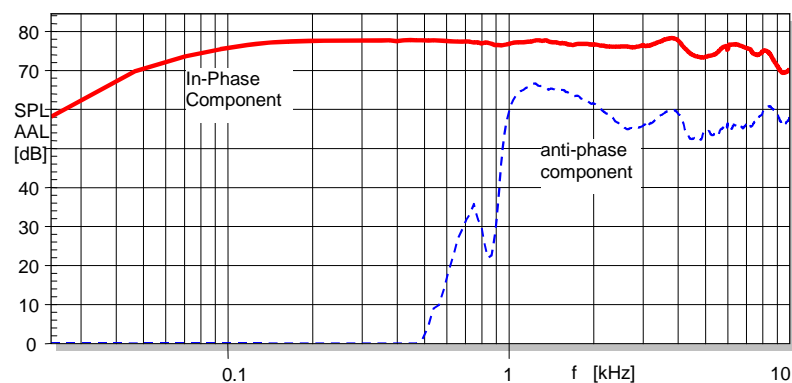


Fig. 15: SPL and AAL response of the in-phase component (thick solid line) compared with the SPL response of the anti-phase component (dashed line) of woofer A using a paper cone.

Fig. 15: Resposta SPL (linha sólida em negrito) comparada com a resposta SPL da componente anti-fase (linha pontilhada) do woofer A usando um cone de papel.

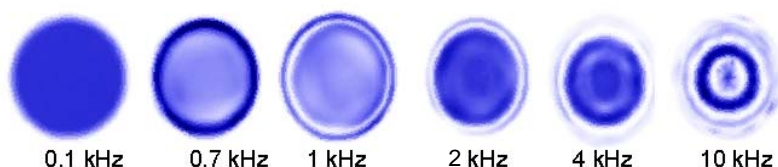


Fig. 16: 2D amplitude plot of the in-phase component at various frequencies of woofer A using a paper cone.

Fig. 16: Varredura em 2D da amplitude da componente em-fase em diversas frequências do woofer A, usando um cone de papel.

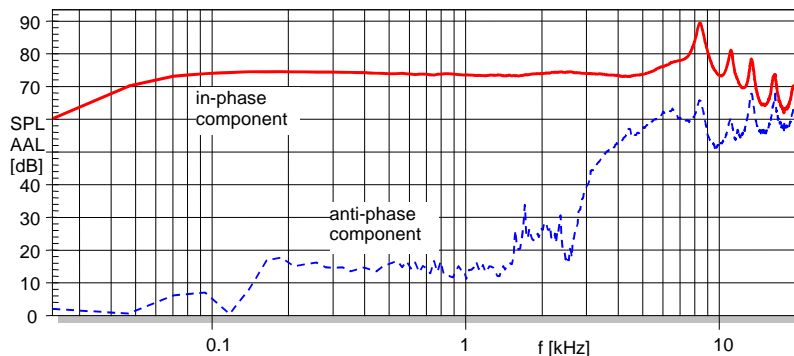


Fig. 17: SPL response of the in-phase component (thick solid line) compared with the SPL response of the anti-phase component (dashed line) of woofer B using a magnesium cone.

Fig. 17: Resposta SPL da componente em-fase (linha sólida grossa) em comparação com a resposta SPL da componente anti-fase (linha tracejada) do woofer B usando um cone de magnésio.

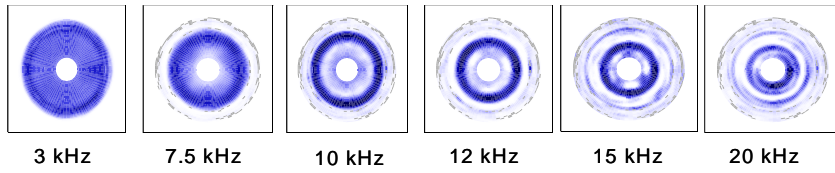


Fig. 18: 2D amplitude plot of the in-phase component at various frequencies of woofer B using a magnesium cone.

Fig. 18: Varredura em 2D da amplitude da componente em-fase em diversas frequências do *woofer* B, usando um cone de magnésio.

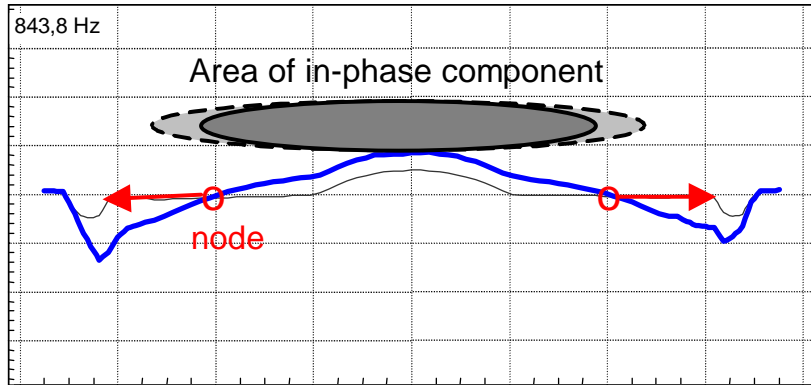


Fig. 19: Increasing the piston area of the in-phase component by increasing the bending stiffness in the center of the cone.

Fig. 19: Aumentando a área do pistão da componente em-fase através do aumento da rigidez de flexão no centro do cone.

3937,5 Hz

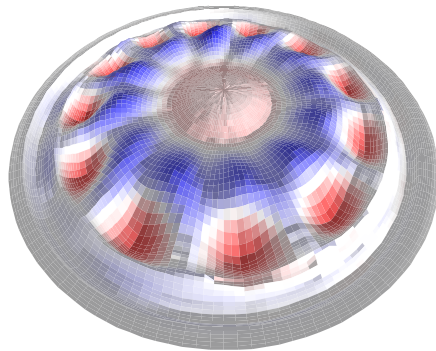


Fig. 20: Geometry of the flat piston used in woofer C and animated total displacement at 4 kHz.

Fig. 20: Geometria do pistão plano usado no *woofer* C e deslocamento animado total em 4 kHz.

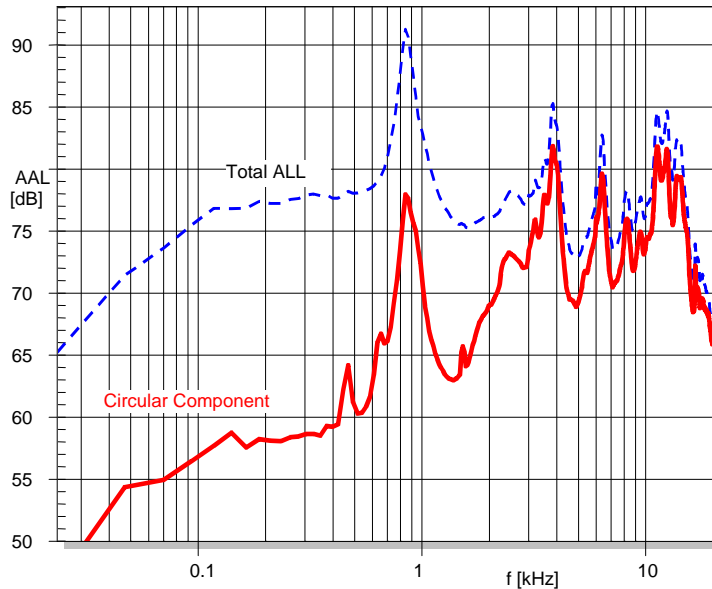


Fig. 21: Accumulated acceleration level of the circular component (thick curve) and the total vibration (dashed curve) of Woofer C.

Fig. 21: Nível de aceleração acumulada da componente circular (curva em negrito) e a vibração total (curva tracejada) do woofer C.

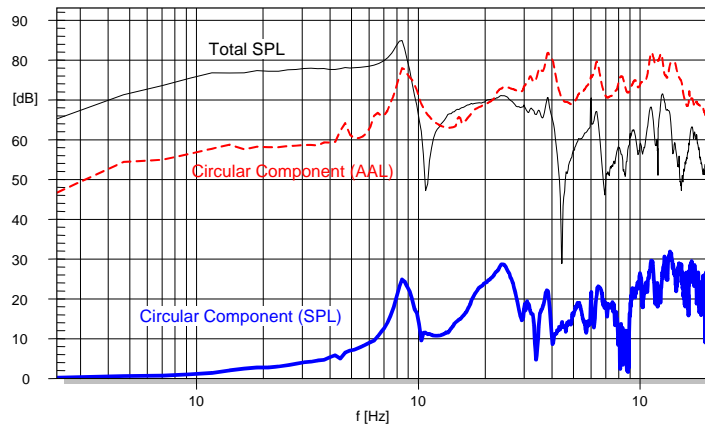


Fig. 22: Accumulated acceleration level AAL (dashed curve) and sound pressure level SPL (thick curve) of the circular component compared with the SPL of the total component (thin curve) of woofer C on axis.

Fig. 22: Nível de aceleração acumulada AAL (curva tracejada) e nível de pressão sonora SPL (curva em negrito) da componente circular comparada com o SPL da componente total (curva fina) do woofer C no eixo.

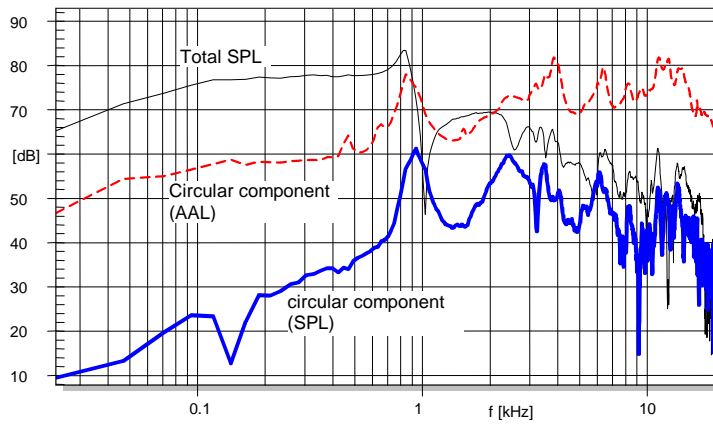
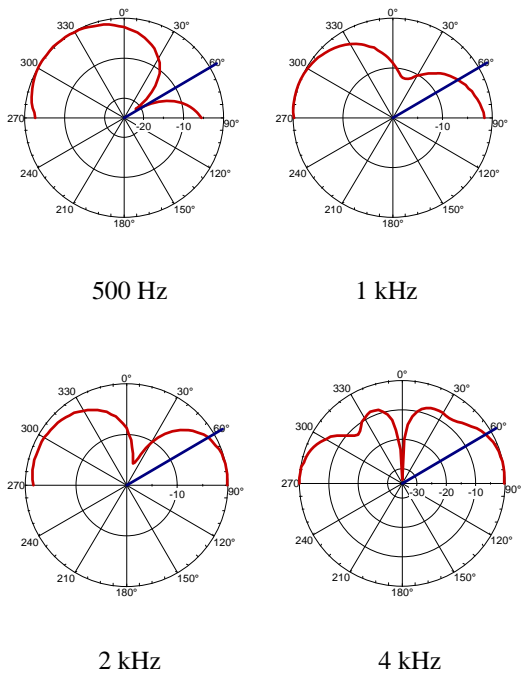
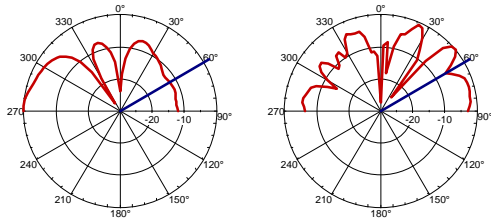


Fig. 23: Accumulated acceleration level AAL (dashed curve) and sound pressure level SPL (thick curve) of the circular component compared with the total SPL (thin curve) at 60 degree out of axis.

Fig. 23: Nível de aceleração acumulada AAL (curva tracejada) e nível de pressão sonora SPL (curva em negrito) da componente circular comparada com o SPL total (curva fina) em 60 graus fora do eixo.





8 kHz

16 kHz

Fig. 24: SPL directivity measured at 1 m in the horizontal plane generated by the circular vibration component of woofer C at various frequencies.

Fig. 24: Diretividade SPL medida a 1 m no plano horizontal gerado pela componente de vibração circular do woofer C em diversas frequências.

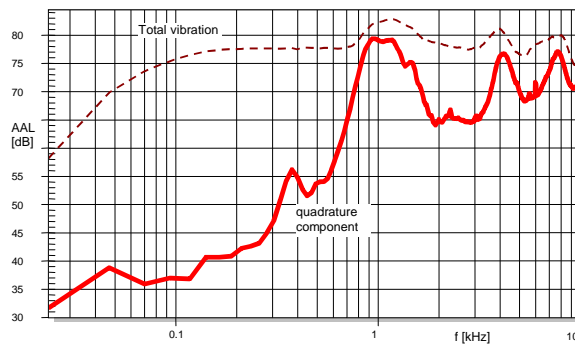


Fig. 25: Accumulated acceleration level (AAL) of the quadrature component (solid curve) compared with the total component (dashed curve) of woofer A using a paper cone.

Fig. 25: Nível de aceleração acumulada (AAL) da componente em quadratura (curva sólida) em comparação com a componente total (curva tracejada) do woofer A usando um cone de papel.

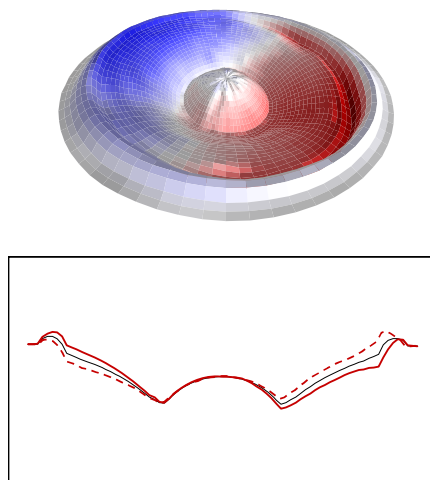


Fig. 26: Vibration of the paper cone of Woofer A at 400 Hz .

Fig. 26: Vibração do cone de papel do woofer A em 400Hz.

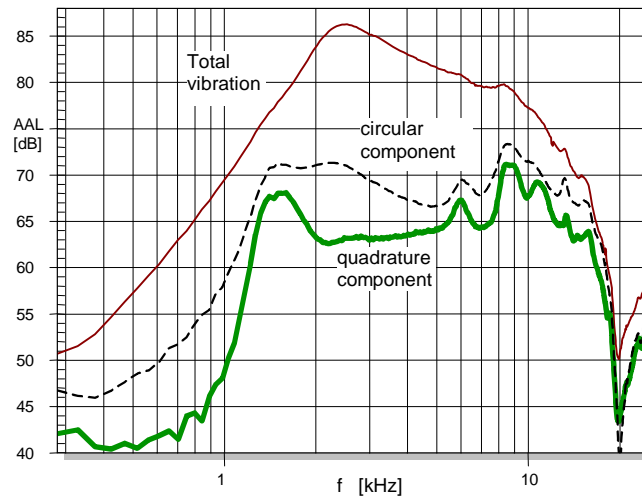


Fig. 27: Accumulated acceleration level (AAL) of the quadrature component (thick solid curve), circular (dashed curve) and total component (thin solid curve) of a horn compression driver using an aluminum dome.

Fig. 27: Nível de aceleração acumulada (AAL) da componente em quadratura (curva sólida em negrito), circular (curva tracejada) e da componente total (curva sólida fina) de um *driver* corneta utilizando um domo de alumínio.

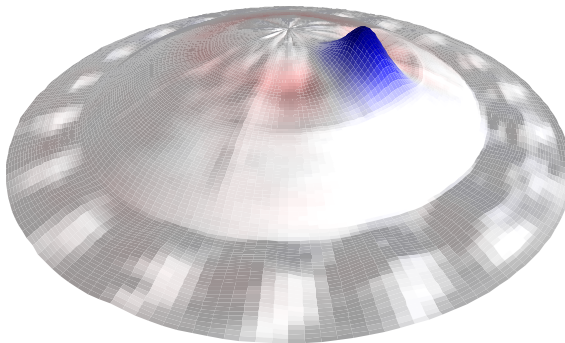


Fig. 28: Irregular vibration pattern caused by varying thickness of an aluminum dome in a horn compression driver at 6 kHz.

Fig. 28: Padrão de vibração irregular causado pela variação da espessura de um domo de alumínio em um *driver* corneta em 6 kHz.