Validação Numérico-Experimental e Diagnóstico Modal de Absorvedores Dinâmicos Passivos Instalados em Helicóptero S-70B Seahawk

Luiz Filipe de Sousa Morais[1], Airton Nabarrete[1]
[1]Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), São José dos Campos/SP – Brasil

***Resumo* – Absorvedores dinâmicos de vibração passivos são empregados em helicópteros para reduzir respostas harmônicas transmitidas à fuselagem. Este trabalho apresenta uma análise numérico-experimental dos dois primeiros modos de vibração de dois absorvedores instalados em uma aeronave Seahawk, denominados FWD e AFT. A partir de um modelo tridimensional correlacionado com ensaios de impacto, avalia-se a variação das frequências naturais entre 10 e 16 placas de ajuste, a separação modal entre o primeiro e o segundo modo e a proximidade de cada modo em relação à excitação 4/rev. A proposta permite distinguir o modo diretamente associado à função de absorção daquele relacionado à dinâmica estrutural do conjunto, fornecendo base para validação modal, interpretação operacional e futuras análises de tensão e fadiga das lâminas flexíveis.**

***Palavras-Chave* – Absorvedor dinâmico, análise modal, helicóptero.**

I. INTRODUÇÃO

Helicópteros estão sujeitos a carregamentos aerodinâmicos periódicos gerados pelo rotor principal, os quais são transmitidos ao cubo, à caixa de transmissão principal e à fuselagem por caminhos estruturais acoplados. A literatura clássica de dinâmica de helicópteros descreve esse problema como uma interação entre aerodinâmica não estacionária, dinâmica das pás, cargas no cubo, flexibilidade da célula e caminhos de transmissão de vibração [1]-[3]. Em rotores de "N" pás, a componente N/rev é particularmente relevante porque está associada à passagem das pás e pode contribuir para desconforto da tripulação, degradação de equipamentos e aumento de solicitações cíclicas em componentes estruturais.

A mitigação dessas vibrações pode ser realizada por balanceamento do rotor principal e do rotor de cauda, além do isolamento e controle ativo ou passivo. Entre as soluções passivas, os absorvedores dinâmicos de vibração passivos (ADVP) permanecem atrativos por operarem sem atuadores e por fornecerem alta atenuação quando sua frequência natural é adequadamente ajustada à frequência de excitação. A formulação clássica do ADVP sintonizado foi estabelecida por Ormondroyd e Den Hartog [4] e consolidada por Den Hartog [5], que demonstrou a influência combinada da massa secundária, da rigidez e do amortecimento sobre a resposta do sistema primário.

Em aplicações aeronáuticas de asas rotativas, dispositivos absorvedores também foram empregados para reduzir vibrações transmitidas pelo rotor e pela fuselagem. Wachs [6] discutiu a aplicação de absorvedores bifilares no rotor principal das aeronaves Sikorsky, destacando seus efeitos sobre vibração, confiabilidade e manutenibilidade. Miao e Mouzakis [7] mostraram que o desempenho de absorvedores instalados em sistemas de rotor depende da massa dinâmica, do amortecimento, da sintonia e do acoplamento com estrutura de suporte. Esses resultados reforçam que o comportamento do absorvedor instalado não pode ser interpretado apenas por seus parâmetros nominais, pois condições de contorno, interfaces, rigidez local e distribuição real de massa alteram sua resposta modal.

A identificação experimental de parâmetros modais é, portanto, etapa essencial para caracterizar absorvedores em condição instalada. Ensaios de impacto e respostas de decaimento livre permitem estimar frequências naturais, amortecimento e formas modais quando as coordenadas de excitação e resposta são selecionadas adequadamente [8], [9].

Para sistemas pouco amortecidos, como estruturas metálicas, a estimativa de amortecimento pode ser apoiada pelo método do decremento logarítmico, conforme apresentado por Rao [12]. Além disso, procedimentos estatísticos de processamento de sinais auxiliam a análise de respostas experimentais em vibrações mecânicas [13].

Modelos numéricos em elementos finitos complementam a identificação experimental ao permitir visualizar formas modais complexas, avaliar massas efetivas e investigar configurações não testadas. Entretanto, a confiabilidade desses modelos depende da representação adequada de rigidez, massa, contatos e vínculos, condições de contorno, além da correlação com dados experimentais [10], [11]. Em particular, comparar apenas a frequência do modo dominante pode ser insuficiente, pois frequências próximas podem corresponder a formas modais fisicamente distintas [14].

Do ponto de vista operacional, a caracterização modal de absorvedores é relevante porque sua eficiência depende da sintonia entre a frequência natural principal e a excitação transmitida à fuselagem. Alterações de massa, rigidez, condições de fixação ou integridade das lâminas flexíveis podem modificar essa sintonia e a resposta vibratória do conjunto, de modo que o acompanhamento de seus parâmetros modais pode apoiar o diagnóstico de alterações estruturais e ações de manutenção. Neste contexto, este artigo avalia os dois primeiros modos dos absorvedores FWD e AFT instalados no S-70B Seahawk da Marinha do Brasil, verificando como a variação de 10 a 16 placas de sintonia altera as frequências naturais e os fatores de amortecimento. A correlação entre os ensaios de decaimento livre e o método de elementos finitos (MEF) busca estabelecer uma base validada para a caracterização modal do conjunto e para estudos posteriores de integridade estrutural, tensão e fadiga.

Luiz Filipe de Sousa Morais, luiz.morais@marinha.mil.br; Airton Nabarrete, airton.nabarrete@gp.ita.br.

II. CONFIGURAÇÃO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA NUMÉRICO-EXPERIMENTAL

A estratégia de análise metodológica compreendeu quatro etapas: varredura experimental das configurações de 10 a 16 placas, identificação dos parâmetros modais, análise numérica das mesmas configurações e correlação numérico-experimental das frequências e características modais.

A. Absorvedores FWD e AFT instalados na aeronave

O sistema analisado é composto por dois ADVP instalados na estrutura primária do helicóptero Seahawk na parte interna da cabine de passageiros e igualmente espaçados em relação à base inferior da caixa de transmissão principal (CTP). Os ADVPs são identificados como FWD e AFT em função de suas posições ao longo do eixo longitudinal da aeronave. Esses dispositivos estão fixados em região estruturalmente relevante, próxima ao caminho de transmissão das cargas vibratórias oriundas do rotor principal e da CTP para a estrutura da fuselagem. A Fig. 1 apresenta a posição dos absorvedores na aeronave e a configuração física dos conjuntos analisados.

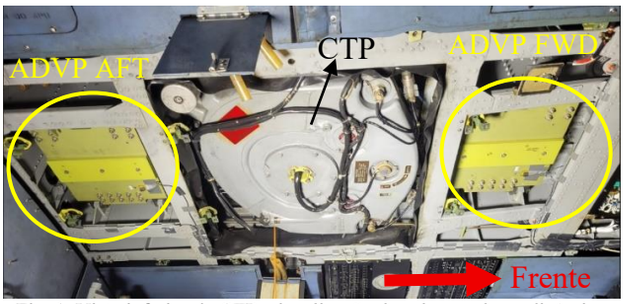

Fig. 1. Vista inferior da CTP e localização dos absorvedores dinâmicos passivos FWD e AFT no helicóptero Seahawk.

Cada absorvedor é constituído por uma massa oscilante central, placas de sintonia removíveis, três lâminas metálicas flexíveis e um conjunto de fixação composto por parafusos, porcas e arruelas. As placas de sintonia permitem alterar a massa total oscilante e, consequentemente, modificar as frequências naturais do ADVP. Esse mecanismo de ajuste é fundamental porque o ADVP deve estar sintonizado com a frequência de interesse. Por sua vez, a frequência de interesse corresponde a N/rev, que está diretamente ligada ao número de pás desta aeronave.

Neste rotor de quatro pás, as cargas periódicas associadas à passagem das pás produzem uma componente na frequência de quatro vezes a rotação do rotor, denominada 4/rev.

Para a aeronave considerada, essa componente de 4/rev ocorre em 17,2 Hz em condição nominal de 100% de rotação do rotor principal. A frequência de rotação do rotor principal é 4,3 Hz, correspondendo a 258 rpm.

Em pesquisa prévia [15], a caracterização experimental dos absorvedores foi desenvolvida com foco na identificação do primeiro modo de vibração, na estimativa de amortecimento, rigidez equivalente, massa modal e na validação do modelo tridimensional a partir da resposta harmônica medida em voo. No presente trabalho, o mesmo sistema físico é reavaliado sob uma perspectiva modal mais ampla, considerando não apenas o primeiro modo, associado diretamente à função principal de absorção, mas também o segundo modo de vibrar. Essa extensão é relevante porque modos superiores podem apresentar participação direcional distinta, influenciar a distribuição de deformações nas lâminas flexíveis e afetar futuras análises de tensão e fadiga.

Neste estudo, são consideradas configurações entre 10 e 16 placas de sintonia para os absorvedores FWD e AFT. A variação do número de placas permite avaliar a sensibilidade das frequências naturais e comparar o comportamento dos dois dispositivos instalados. Como os absorvedores estão sujeitos a condições reais de montagem (interfaces, fixações, flexibilidade local da fuselagem e variações de fabricação das lâminas flexíveis), pequenas diferenças entre FWD e AFT são esperadas e devem ser interpretadas como parte do comportamento instalado do sistema.

B. Ensaios experimentais de decaimento livre por impulso

A análise modal experimental foi realizada em solo, diretamente nos absorvedores instalados na aeronave, sem utilização de bancada dedicada. Foram aplicados impulsos manuais de curta duração na direção vertical sobre a massa central dos ADVPs, buscando perturbar predominantemente os modos associados ao movimento dessa massa. A excitação por impulso foi adotada por permitir a obtenção da resposta livre do conjunto sem necessidade de excitação contínua. Como a força aplicada não foi instrumentada, não foram determinadas funções de resposta em frequência.

A resposta foi medida por acelerômetros triaxiais CCLD Brüel & Kjær Type 4535-B calibrados, com sensibilidade nominal de 1,0 mV/(m/s²), e adquirida por dois módulos Brüel & Kjaer PULSE Type 3560-C com taxa nominal de amostragem de 4096 Hz e faixa efetiva de análise considerada de até 1600 Hz. Os eixos dos sensores foram alinhados ao sistema de referência da aeronave: X longitudinal, Y lateral e Z vertical. Para cada absorvedor e para cada configuração de placas entre 10 e 16, foram realizados seis impulsos independentes.

O ensaio experimental correspondeu a uma varredura paramétrica da placa de sintonia. Não foram alteradas as geometrias das placas ou das lâminas. Variou-se exclusivamente o número de placas entre 10 e 16, totalizando sete níveis de massa para cada absorvedor. Com seis impactos independentes por condição, foram analisadas 84 respostas de decaimento livre. Para cada condição foram identificadas as duas primeiras frequências naturais, os respectivos fatores de amortecimento e a predominância direcional dos modos.

Cada placa possui massa aproximada de 0,227 kg, de modo que a variação de 10 a 16 placas corresponde a uma perturbação controlada da massa oscilante, mantendo inalterados os componentes responsáveis predominantemente pela rigidez.

C. Modelo em elementos finitos

O modelo tridimensional do ADVP, representado na Fig. 2, e composto pela massa central (1), placas de sintonia (2) e lâminas flexíveis (3), foi construído a partir das dimensões e massas medidas no conjunto real. A massa real de referência

do absorvedor com 14 placas é aproximadamente 30,789 kg, sendo cada placa de sintonia responsável por cerca de 0,227 kg. As lâminas flexíveis, com composição compatível com Ti-6Al-4V segundo a análise por MEV-EDS, foram representadas por material isotrópico linear-elástico com E=105 GPa, ν=0,34 e ρ=4377 kg/m³. A massa central e as placas de sintonia foram modeladas em aço AISI 4340, com E=205 GPa, ν=0,32 e ρ=7850 kg/m³.

As interfaces entre os componentes foram consideradas unidas. O conjunto foi discretizado por elementos sólidos tetraédricos quadráticos de dez nós, com malha baseada em curvatura. Nas superfícies cilíndricas dos furos de fixação presentes nas extremidades das lâminas, foram restringidos os deslocamentos radial e axial, mantendo-se livre o deslocamento circunferencial, de modo a representar o apoio e a fixação proporcionados pelos parafusos na estrutura da aeronave. A análise modal foi formulada como um problema linear não amortecido de autovalores, sem carregamentos externos.

A convergência da malha foi verificada na configuração de 14 placas utilizando cinco discretizações sucessivamente refinadas. A diferença da primeira frequência natural entre as duas malhas mais refinadas foi de apenas 0,046%. Assim, adotou-se a malha composta por 39.454 elementos e 66.289 nós, para as demais análises. Nas configurações entre 10 e 16 placas foram alteradas apenas a quantidade de placas de sintonia, mantendo-se inalteradas a formulação dos elementos e as condições de contorno em cada configuração.

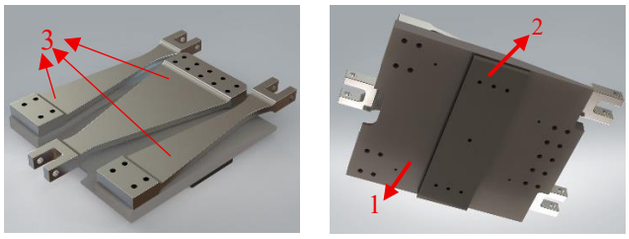

Fig. 2. Representação tridimensional do absorvedor dinâmico de vibração passivo e dos seus principais componentes estruturais.

III. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A. Identificação experimental dos primeiros modos de vibrar

Os ensaios de impacto realizados nas massas dos absorvedores FWD e AFT permitiram identificar, de forma consistente, os dois primeiros modos de vibrar para as configurações entre 10 e 16 placas. As Fig. 3 e 4 apresentam, respectivamente, a variação da primeira e da segunda frequência natural em função do número de placas.

Salienta-se que, para cada condição de placas, os parâmetros modais representados nos gráficos seguintes correspondem aos valores médios obtidos a partir das seis respostas repetidas de decaimento livre. O desvio padrão das amostras relativo às repetições foi avaliado, apresentando valores da ordem de 10^{-3} Hz para as frequências naturais e de 10^{-3}% para os fatores de amortecimento. Como as barras de erro correspondentes eram menores que o tamanho dos marcadores, foram omitidas dos gráficos para maior clareza visual.

A Fig. 3 apresenta a variação da primeira frequência natural em função do número de placas de ajuste para os absorvedores FWD e AFT. Em ambos os casos, observa-se uma redução praticamente contínua da frequência natural com o aumento do número de placas, evidenciando o efeito do acréscimo de massa oscilante no sistema. Para o FWD, os valores diminuem de 17,6097 Hz para 17,2313 Hz, permanecendo ligeiramente acima da condição 4/rev (17,2 Hz). Para o AFT, a frequência reduz de 17,2948 Hz para 16,9286 Hz, cruzando a referência 4/rev. As frequências do FWD permanecem superiores às do AFT ao longo de toda a faixa analisada, indicando possíveis diferenças de rigidez efetiva: montagem ou condições de fixação entre os absorvedores.

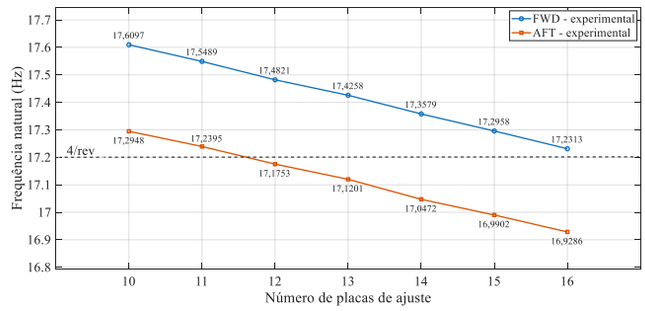

Fig. 3. Comparação da 1ª frequência natural entre FWD e AFT.

A Fig. 4 mostra o comportamento da segunda frequência natural em função do número de placas de ajuste para os absorvedores FWD e AFT. De forma geral, observa-se também uma redução da frequência com o aumento do número de placas, embora ocorram pequenas variações locais ao longo da faixa analisada. No caso do FWD, os valores variam de 38,7853 Hz a 38,4412 Hz, enquanto para o AFT a variação ocorre entre 38,3403 Hz e 37,9079 Hz. Nota-se também que o FWD apresenta frequências sistematicamente superiores às do AFT para todas as configurações avaliadas, semelhante à primeira frequência natural, mantendo-se, contudo, a mesma tendência global de redução da frequência natural.

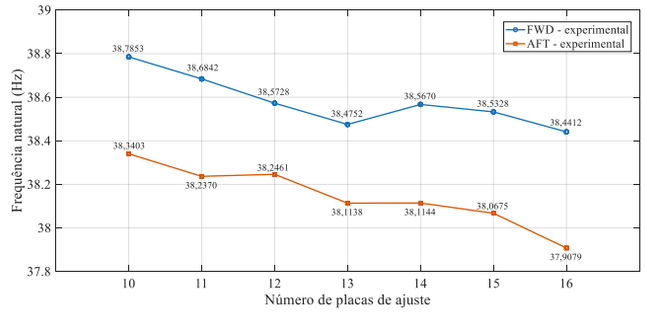

Fig. 4. Comparação da 2ª frequência natural entre FWD e AFT.

A Fig. 5 apresenta os fatores de amortecimento identificados experimentalmente pelo método de decremento logarítmico para os dois modos. Em todas as configurações, os valores permaneceram inferiores a 1%, caracterizando um sistema pouco amortecido, compatível com um conjunto predominantemente metálico formado por massa, placas e lâminas flexíveis. Observa-se que as frequências naturais

apresentaram comportamento mais regular que os fatores de amortecimento, o que é esperado, pois a estimativa de amortecimento é mais sensível ao trecho de sinal selecionado, ao ruído experimental e aos mecanismos dissipativos presentes nas interfaces, fixações e conexões.

De modo geral, os resultados experimentais confirmam que o primeiro modo permanece associado à faixa de sintonia próxima de 4/rev, enquanto o segundo modo fornece informação complementar sobre a dinâmica tridimensional do absorvedor. Essa identificação dos dois primeiros modos estabelece a base para a comparação com o modelo em elementos finitos e para a análise da predominância direcional apresentada nas subseções seguintes.

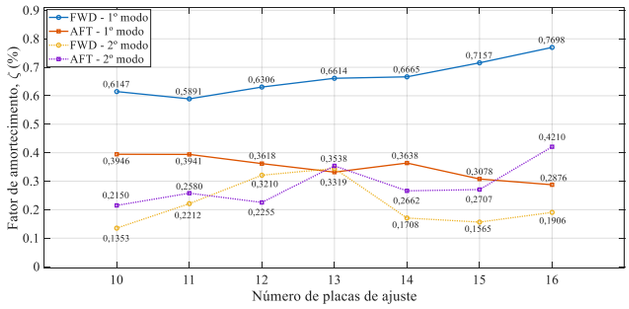

Fig. 5. Comparação dos fatores de amortecimento do FWD e AFT para o primeiro e segundo modo de vibrar.

B. Correlação numérico-experimental das frequências naturais

As Fig. 6 e 7 apresentam a comparação entre as frequências naturais identificadas experimentalmente nos absorvedores FWD e AFT e os resultados obtidos pelo modelo em elementos finitos, para as configurações de 10 a 16 placas e para os dois primeiros modos de vibrar.

Na Fig. 6, o modelo reproduz a tendência de redução da primeira frequência natural com o aumento do número de placas, permanecendo entre os resultados experimentais dos absorvedores FWD e AFT ao longo de toda a faixa analisada. Esse comportamento indica que há uma representação coerente da relação entre massa e rigidez efetiva associada ao primeiro modo, diretamente relacionado à faixa de sintonia do absorvedor próximo à excitação 4/rev.

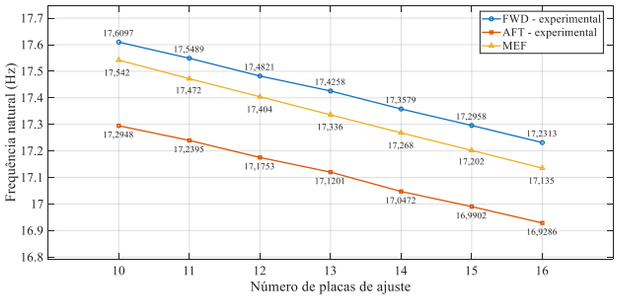

Fig. 6. Comparação das frequências naturais experimentais com o modelo para o primeiro modo de vibrar.

A Fig. 7 apresenta a comparação para o segundo modo. O modelo também reproduz a redução da frequência natural com o aumento do número de placas, entretanto, os valores numéricos permanecem sistematicamente abaixo dos resultados experimentais.

Para quantificar a correlação, adotou-se como métrica o erro relativo (ε_{rel}) entre as frequências naturais obtidas experimentalmente e pelo MEF, definido por (1), em que f_{MEF} e f_{exp} representam, respectivamente, as frequências naturais numérica e experimental.

$$\varepsilon_{rel} = 100\,\frac{\left|f_{\mathrm{MEF}} - f_{\mathrm{exp}}\right|}{f_{\mathrm{exp}}} \tag{1}$$

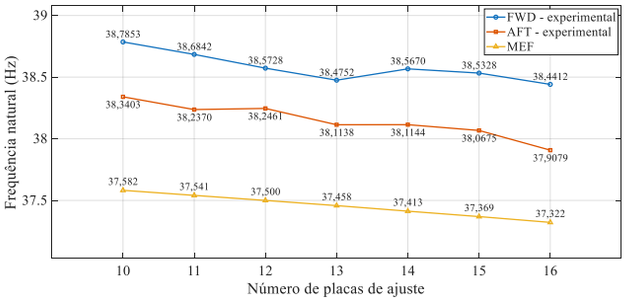

Fig. 7. Comparação das frequências naturais experimentais com o modelo para o segundo modo de vibrar.

As faixas de erro relativo obtidas para cada modo e absorvedor são apresentadas na Tabela I. Os erros relativos permaneceram entre 0,38% e 1,43% para o primeiro modo e entre 1,55% e 3,10% para o segundo. A maior diferença ocorreu para o segundo modo do FWD, com erro máximo de 3,10%. Apesar da maior diferença nesse modo, o MEF preservou a tendência de redução da frequência natural com o aumento do número de placas em todas as configurações avaliadas.

TABELA I. FAIXA DO ERRO RELATIVO ENTRE AS FREQUÊNCIAS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS

Modo	*Faixa de erro ADVP FWD*	*Faixa de erro ADVP AFT*
1°	0,38 – 0,56%	1,22 – 1,43%
2°	2,64 – 3,10%	1,55 – 1,98%

A maior concordância observada no primeiro modo é particularmente relevante por se tratar do modo diretamente associado à sintonia principal do absorvedor com a excitação 4/rev. No segundo modo, embora o modelo subestime sistematicamente as frequências experimentais, essa diferença pode estar associada às simplificações adotadas na representação das interfaces e da rigidez local das regiões de fixação, cuja influência tende a ser mais significativa neste modo.

Dessa forma, no intervalo entre 10 e 16 placas, o modelo apresentou erro máximo de 3,10% nas frequências naturais e reproduziu a tendência experimental de ambos os modos. Essa concordância constitui a componente quantitativa da validação numérico-experimental, sendo complementada na Subseção III-C pela análise da predominância direcional e da natureza física das formas modais obtidas experimental e numericamente.

C. Predominância direcional dos modos de vibrar

A Fig. 8 apresenta a amplitude espectral de aceleração pico obtida pela FFT de um sinal de decaimento livre do absorvedor AFT com 13 placas, considerando simultaneamente os eixos longitudinal X, lateral Y e vertical Z. Observam-se dois picos principais, próximos de 17 Hz e 38 Hz, compatíveis com a primeira e a segunda frequências naturais identificadas experimentalmente para essa configuração.

Na região de aproximadamente 17 Hz, associada ao primeiro modo, observa-se predominância clara da resposta no eixo Z, correspondente à direção vertical. Esse comportamento indica que o primeiro modo de vibrar está associado principalmente ao movimento vertical da massa central do absorvedor. A resposta nos eixos X e Y também está presente, porém com amplitudes de ordem de grandeza relativamente inferiores, na faixa próxima a 10^{-2}, sugerindo que o primeiro modo no eixo vertical seja dominante.

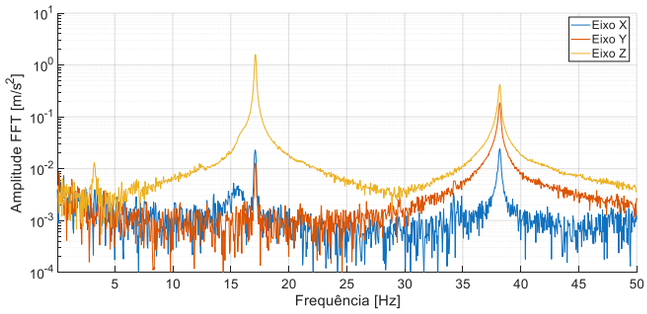

Fig. 8. Amplitude espectral de aceleração obtida pela FFT do sinal de decaimento livre do AFT com 13 placas, considerando os eixos X, Y e Z.

Na região próxima de 38 Hz, associada ao segundo modo, observa-se uma contribuição significativa do eixo Y, evidenciando participação lateral relevante. Esse pico também aparece nos eixos X e Z, indicando que o segundo modo não corresponde a um movimento lateral puro, mas sim a um modo com acoplamento Y-Z, com resposta predominante em Z e participação lateral significativa em Y, uma vez que, no eixo X, a amplitude está próxima de 10^{-2}, bem abaixo das observadas nos eixos Y e Z.

Portanto, os resultados experimentais mostram que os dois primeiros modos diferem não apenas em frequência natural, mas também em predominância direcional: o primeiro modo é predominantemente vertical, enquanto o segundo apresenta um acoplamento Y-Z mais expressivo.

A interpretação dos resultados experimentais deve considerar a posição do acelerômetro. Como o sensor foi instalado próximo a um dos cantos da massa central, e não exatamente no centro geométrico da massa oscilante, a resposta medida incorpora não apenas componentes de translação, mas também contribuições associadas à rotação e ao movimento acoplado do conjunto. Esse aspecto ajuda a explicar por que ambos os modos aparecem, em diferentes intensidades, nos três eixos analisados, além de possibilitar a identificação dos modos de vibrar.

A Fig. 9 apresenta as órbitas de Lissajous como método de análise do comportamento modal. Apenas as órbitas Y-Z foram analisadas e obtidas pela representação paramétrica dos sinais de aceleração filtrados ($[a_Y(t), a_Z(t)]$). Foi considerado o mesmo sinal no tempo da Fig. 8 com o absorvedor AFT com 13 placas. Esse procedimento é equivalente às figuras de Lissajous utilizadas em ensaios de vibração para avaliar a direcionalidade modal, o acoplamento entre componentes e a relação de fase entre os eixos [16].

Na Fig. 9 (a), na banda de 15–20 Hz, associada ao primeiro modo de vibrar, a órbita Y-Z apresenta trajetória praticamente vertical, indicando predominância da componente Z e baixa participação lateral em Y. Por outro lado, na Fig. 9 (b), na banda de 35–40 Hz, associada ao segundo modo, observa-se uma trajetória inclinada e bem definida no plano Y-Z, evidenciando acoplamento entre as componentes vertical e lateral. Esse comportamento é coerente com os modos obtidos numericamente por elementos finitos que serão apresentados a seguir.

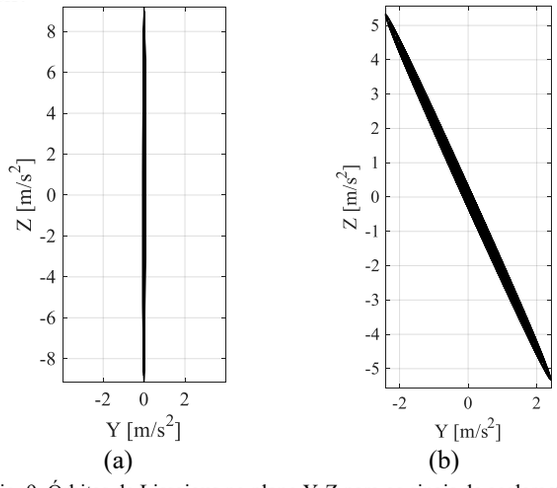

Fig. 9. Órbitas de Lissajous no plano Y-Z para os sinais de aceleração filtrados: (a) banda de 15–20 Hz, associada ao primeiro modo; (b) banda de 35–40 Hz, associada ao segundo modo.

Após a identificação experimental da predominância direcional, as Fig. 10 e 11 apresentam as formas modais obtidas por meio da análise modal numérica do modelo tridimensional com 13 placas. As cores exibidas nas figuras representam o deslocamento normalizado (autovetor) dos pontos da malha e têm como finalidade indicar a forma de vibrar de cada modo.

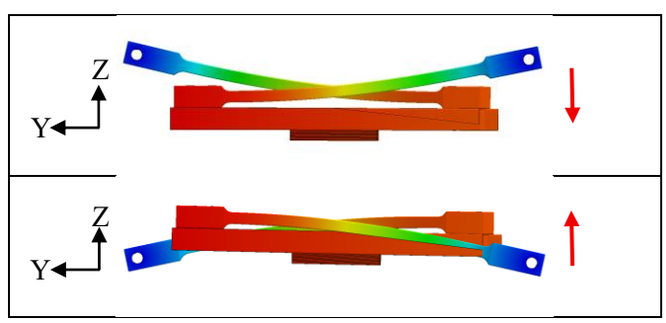

Fig. 10. Análise modal numérica apresentando o primeiro modo de vibrar.

A Fig. 10 apresenta o primeiro modo de vibrar. Observa-se que a massa central e as placas de sintonia apresentam deslocamento predominante na direção vertical, enquanto as lâminas metálicas se deformam por flexão, atuando como elementos elásticos em paralelo. Os pontos de fixação das lâminas, localizados nas extremidades, permanecem

vinculados à estrutura, com liberdade rotacional no próprio eixo dos furos, permitindo que a deformação do conjunto ocorra principalmente pela flexão das lâminas.

Esse resultado é coerente com a predominância do pico de aproximadamente 17,1 Hz no eixo Z observada experimentalmente na Fig. 8, reforçando que o primeiro modo está diretamente associado à função principal do absorvedor dinâmico na aeronave, isto é, à resposta próxima da frequência de excitação 4/rev no sentido vertical.

A Fig. 11, por sua vez, apresenta o segundo modo de vibrar. Diferentemente do primeiro, esse modo não é caracterizado por uma translação vertical predominante da massa central. Observa-se uma forma modal com maior participação no eixo lateral Y e movimento acoplado da massa em relação às lâminas flexíveis. Embora sejam mantidas as mesmas condições de contorno utilizadas no primeiro modo, o segundo modo apresenta deslocamento circunferencial pouco expressivo nas regiões de fixação, enquanto a massa central desenvolve movimento predominantemente rotacional no plano Y-Z.

Essa característica é consistente com a resposta experimental da Fig. 8 observada na faixa de aproximadamente 38 Hz, na qual o eixo lateral Y apresentou contribuição significativa. Contudo, também se verifica que há grande predominância da contribuição no eixo vertical Z e em menor intensidade no eixo X, demonstrando que ocorre principalmente um acoplamento entre os dois eixos Y-Z nesta frequência, o que justifica o movimento rotacional observado no modelo, no qual a massa central rotaciona no plano Y-Z. Assim, o modelo numérico é consistente com a interpretação de que o segundo modo corresponde a uma dinâmica superior do conjunto, com caráter lateral-rotacional.

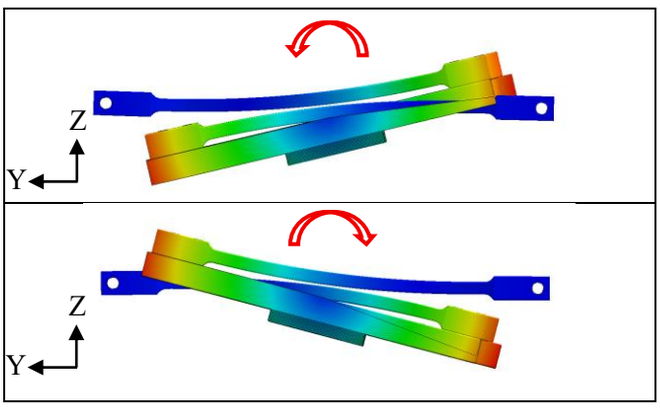

Fig. 11. Análise modal numérica apresentando o segundo modo de vibrar.

A comparação entre a FFT experimental, as órbitas de *Lissajous* e as formas modais obtidas pelo MEF mostrou coerência física entre as respostas experimental e numérica: o primeiro modo é predominantemente vertical, enquanto o segundo apresenta caráter lateral-rotacional no plano Y-Z. Considerando essa coerência, a concordância quantitativa das frequências naturais e a preservação da tendência de variação com a massa de sintonia, o modelo foi considerado validado para a caracterização dos dois primeiros modos no intervalo de 10 a 16 placas analisado.

IV. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma análise modal numérico-experimental dos dois primeiros modos de vibração dos absorvedores dinâmicos passivos instalados no helicóptero S-70B Seahawk. Os resultados mostraram que o primeiro modo permanece próximo da excitação 4/rev, em torno de 17,2 Hz, enquanto o segundo modo ocorre próximo de 38 Hz e apresenta característica lateral-rotacional acoplada. Em ambos os absorvedores, o aumento do número de placas reduziu as frequências naturais, confirmando a influência da massa adicionada sobre a dinâmica do conjunto.

A correlação numérico-experimental apresentou erro máximo de 3,10% nas frequências naturais e coerência física entre a predominância direcional experimental e as formas modais numéricas. Considerando também a preservação da tendência de variação com a placa de sintonia, o modelo foi considerado validado para a caracterização dos dois primeiros modos nas configurações de 10 a 16 placas analisadas. Essa validação modal fornece uma base para futuras análises de tensões e fadiga.

A identificação da predominância vertical do primeiro modo e do caráter lateral-rotacional do segundo amplia a capacidade de diagnóstico dos absorvedores, evidenciando que sua caracterização não deve se limitar à frequência de sintonia principal. A metodologia proposta fornece, assim, uma base para estudos posteriores de integridade estrutural, manutenção preventiva e vida residual das lâminas flexíveis, com aplicação potencial no acompanhamento da condição dos absorvedores e na segurança operacional da aeronave.

REFERÊNCIAS

[1] A. R. S. Bramwell, G. Done e D. Balmford, Bramwell's Helicopter Dynamics, 2nd ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2001.
[2] W. Johnson, Rotorcraft Aeromechanics. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2013.
[3] J. G. Leishman, Principles of Helicopter Aerodynamics, 2nd ed. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2006.
[4] J. Ormondroyd e J. P. Den Hartog, "The theory of the dynamic vibration absorber", Transactions of the ASME, vol. 50, pp. 9-22, 1928.
[5] J. P. Den Hartog, Mechanical Vibrations, 4th ed. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 1956.
[6] M. A. Wachs, "The main rotor bifilar absorber and its effect on helicopter reliability/maintainability", SAE Technical Paper 730894, 1973.
[7] W. Miao e T. Mouzakis, Bifilar Analysis Study, Volume 1, NASA-CR-159227, Sikorsky Aircraft, Stratford, CT, USA, 1980.
[8] D. J. Ewins, Modal Testing: Theory, Practice and Application, 2nd ed. Baldock, UK: Research Studies Press, 2000.
[9] N. M. M. Maia e J. M. M. Silva, Theoretical and Experimental Modal Analysis. Taunton, UK: Research Studies Press, 1997.
[10] K. J. Bathe, Finite Element Procedures. Upper Saddle River, NJ, USA: Prentice Hall, 1996.
[11] M. I. Friswell e J. E. Mottershead, Finite Element Model Updating in Structural Dynamics. Dordrecht, Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1995.
[12] S. S. Rao, Mechanical Vibrations, 5th ed. Upper Saddle River, NJ, USA: Prentice Hall, 2011.
[13] J. S. Bendat e A. G. Piersol, Random Data: Analysis and Measurement Procedures, 4th ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2010.
[14] R. J. Allemang, "The modal assurance criterion - twenty years of use and abuse", Sound and Vibration, vol. 37, no. 8, pp. 14-23, 2003.
[15] L. F. S. Morais, A. Nabarrete, "Numerical-Experimental Characterization of Passive Helicopter Vibration Absorbers Under Tuning Variations and Steady-State Flight Conditions", MECSOL, 2026, em publicação.
[16] J. D. Ray and C. W. Bert, "The use of Lissajous figures in vibration testing," Shock Vib. Bull., vol. 44, part 5, pp. 117–127, Aug. 1974.