



ESTUDO DE ACOPLAMENTOS EM ESTRUTURAS OFFSHORE PARA A
PREDIÇÃO DA PROPAGAÇÃO DE VIBRAÇÕES PELO MÉTODO DA ANÁLISE
ESTATÍSTICA DE ENERGIA

Sergio Henrique Mendes Neto

Dissertação de Mestrado apresentada
ao Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Civil, COPPE, da
Universidade Federal do Rio de
Janeiro, como parte dos requisitos
necessários à obtenção do título de
Mestre em Engenharia Civil.

Orientadores: Webe João Mansur
Jules Ghislain Slama

Rio de Janeiro
Setembro de 2014

ESTUDO DE ACOPLAMENTOS EM ESTRUTURAS OFFSHORE PARA A
PREDIÇÃO DA PROPAGAÇÃO DE VIBRAÇÕES PELO MÉTODO DA ANÁLISE
ESTATÍSTICA DE ENERGIA

Sergio Henrique Mendes Neto

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE)
DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
CIÊNCIAS EM ENGENHARIA CIVIL.

Examinada por:

Prof. Webe João Mansur, Ph.D.

Prof. Jules Ghislain Slama, D.Sc.

Prof. José Antonio Fontes Santiago, D.Sc.

Prof. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto, Dr.Ing.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

SETEMBRO DE 2014

Mendes Neto, Sergio Henrique

Estudo de acoplamentos em estruturas offshore para a predição da propagação de vibrações pelo método da Análise Estatística de Energia / Sergio Henrique Mendes Neto – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2014.

XII, 93 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Webe João Mansur

Jules Ghislain Slama

Dissertação (mestrado) – UFRJ / COPPE / Programa de Engenharia Civil, 2014.

Referências Bibliográficas: p. 70 – 73.

1. Análise Estatística de Energia. 2. Método dos Elementos Finitos. 3. Vibrações e Ruído Estrutural. I. Mansur, Webe João *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Civil. III. Título.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a meus orientadores, prof. Webe João Mansur e prof. Jules Ghislain Slama, pela sabedoria e conselhos ao longo deste processo.

Aos meus professores, Ricardo Musafir, Fernando L. B. Ribeiro, José Luís Drummons Alves, Carlos Magluta, Ney Roitman, Breno Pinheiro Jacob, Ronaldo Carvalho Battista, Webe João Mansur e José Antonio Fontes Santiago, pelos conhecimentos e experiência a mim transmitidos ao longo do mestrado.

À Ivone Silva Araújo, por toda a ajuda que me possibilitou resolver tantas questões remotamente.

À minha mulher, Eloá Carvalho, pela paciência infinita e apoio incondicional que foram fundamentais para a conclusão desta dissertação.

À minha família, pelas palavras de encorajamento e em especial a meus pais, que são responsáveis pela minha educação e diretamente ligados a minha capacidade de realizar esta etapa de minha vida.

A meus amigos da UFRJ Daniel Stilpen, Felipe Oliveira Schatz e Pedro Esteban, pelo companheirismo e excelência profissional na qual me espelho. Em especial a meu amigo Diego Malagueta, por todas as qualidades anteriores e seu auxílio direto neste trabalho, sob a forma de, minimamente, força positive e revisões textuais.

Agradeço finalmente à DNV GL, pela cessão do software para realização da maior parte do trabalho prático desta dissertação, pelo apoio e licenças concedidas quando necessário, e a meus colegas, por não reclamarem quando só sabia falar de SEA.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ESTUDO DE ACOPLAMENTOS EM ESTRUTURAS OFFSHORE PARA A
PREDIÇÃO DA PROPAGAÇÃO DE VIBRAÇÕES PELO MÉTODO DA ANÁLISE
ESTATÍSTICA DE ENERGIA

Sergio Henrique Mendes Neto

Setembro / 2014

Orientadores: Webe João Mansur

Jules Ghislain Slama

Programa: Engenharia Civil

Este trabalho discorre sobre as aplicações da Análise Estatística de Energia no campo de Petróleo e Gás. As principais formulações e métodos são apresentados e foco é dado à obtenção dos Coeficientes de Perda por Acoplamento, especialmente sua determinação pelo Método dos Elementos Finitos. Estudos de caso são realizados em estruturas reais, com intuito de implementar um dos procedimentos discutidos, escolhido de acordo com sua aplicabilidade prática; inicialmente um modelo de validação é comparado com resultados presentes na literatura. Uma estrutura real é modelada na sequência e seus Coeficientes de Perda por Acoplamento são obtidos.

Abstract of Dissertation presented to COPPE / UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

STUDY OF COULINGS IN OFFSHORE STRUCTURES FOR PREDICTING THE
PROPAGATION OF VIBRATIONS BY THE METHOD OF STATISTICAL ENERGY
ANALYSIS

Sergio Henrique Mendes Neto

September / 2014

Advisors: Webe João Mansur
 Jules Ghislain Slama

Department: Civil Engineering

This work discusses the applications of Statistical Energy Analysis in the field of Oil and Gas. Its main formulations and methods are presented and focus is given to obtaining the Coupling Loss Factors, especially their determination by the Finite Element Method. Case studies are performed on real structures, with the intention of implementing one of the discussed procedures, chosen by its practical applicability; initially a validation model is compared with results in the literature. Following, a real structure is modelled and its Coupling Loss Factors are obtained.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iv
1. Introdução	1
1.1. Motivação e Objetivos	1
1.2. Revisão Bibliográfica	2
1.3. Estrutura da Dissertação	5
2. Princípios da Análise Estatística de Energia.....	7
2.1. Fundamentação Conceitual.....	8
2.2. Hipóteses e Limitações	9
2.3. Principais Parâmetros	10
2.3.1. Densidade Modal.....	11
2.3.2. Superposição Modal	12
2.3.3. Coeficientes de Perda por Amortecimento	13
2.3.4. Coeficientes de Perda por Acoplamento.....	16
2.3.5. Coeficientes de Transferência de Potência	17
2.3.6. Potências de Entrada.....	18
2.4. Modelagem e Equacionamento.....	20
2.4.1. Modelo SEA	20
2.4.2. Equacionamento Geral	24
2.5. Variáveis de Interesse.....	25
2.5.1. Energia Modal	26
2.5.2. Principais Relações.....	27
3. Coeficientes de Perda por Acoplamento.....	28
3.1. Acoplamento Acústico – Acústico	29
3.1.1. Formulação Analítica.....	30
3.1.2. Determinação Experimental	31
3.2. Acoplamento Estrutural – Acústico.....	31

3.2.1.	Formulação Analítica.....	32
3.3.	Acoplamento Estrutural – Estrutural.....	34
3.3.1.	Formulações Analíticas	34
3.3.2.	Determinação Experimental	38
3.3.3.	Método das Mobilidades	40
3.3.4.	Método dos Elementos Finitos (FEM)	43
4.	Estudos de Caso.....	50
4.1.	Procedimento.....	50
4.2.	Validação	51
4.3.	Módulo de uma Plataforma FPSO	55
5.	Conclusões.....	68
5.1.	Resultados	68
5.2.	Sugestões de Trabalhos Futuros	70
	Referências Bibliográficas.....	71
	Anexo A – Rotinas e Arquivos do Fortran.....	75
	Rotina <i>EM_MEF_VS_R1</i>	75
	Rotina <i>EM_MEF_R1</i> (para a banda de 63 Hz).....	80
	Arquivo de Entrada <i>s1s863dp.ent</i>	85
	Arquivo de Entrada <i>s1s863xt.ent</i>	86
	Arquivo de Saída <i>s1s863.sai</i>	87
	Anexo B – Modelos e Malhas dos Subsistemas	89
	Anexo C – Configuração do Computador	93

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Representação de um modelo em SEA com 4 subsistemas acoplados	8
Figura 2: Exemplo de resposta em frequência estrutural e superposição modal.....	13
Figura 3: Arranjo para medição do fator de amortecimento em uma estrutura de assoalho.	15
Figura 4: Coeficientes de dissipação e módulos de elasticidade para classes de materiais	16
Figura 5: Pontos de medição de intensidade para determinação da potência acústica de uma fonte.	19
Figura 6: Parte real das mobilidades pontuais para uma placa plana.	19
Figura 7: Esboço do <i>topside</i> de uma plataforma fixa de petróleo.	22
Figura 8: Seleção dos subsistemas relativos à plataforma mostrada na Figura 7.....	23
Figura 9: Modelo SEA básico para os subsistemas apresentados na Figura 8.	24
Figura 10: Níveis de energia modal medidas em uma seção de chapa do casco de um navio.	26
Figura 11: Níveis de energia modal medidas em uma seção de chapa do casco de um navio.	27
Figura 12: Acoplamento entre duas salas, representativo da classe Acústico – Acústico.	28
Figura 13: Radiação acústica de uma onda de flexão em uma placa, representativo da classe de acoplamento Estrutural – Acústico.....	29
Figura 14: Acoplamento entre placas, representativo da classe Estrutural – Estrutural.	29
Figura 15: Eficiência de radiação para $f_{11} < f_c/2$	33
Figura 16: Eficiência de radiação para $f_{11} > f_c/2$	33
Figura 17: Viga engastada perpendicularmente a uma placa.....	36
Figura 18: Comparação entre CLF flexurais e torcionais para a conexão da Figura 19.	37
Figura 19: Viga conectada coplanarmente a uma placa.	37
Figura 20: Experimento e resultados da determinação do CLF entre placas planas.	39
Figura 21: Experimento e resultados da determinação do CLF entre placas planas separadas por uma viga de seção retangular.	39
Figura 22: Esquema de experimento para determinação dos CLF entre placas ligadas por 3 conexões rígidas.	41

Figura 23: CLFs obtidos pelo experimento mostrado na Figura 22.	41
Figura 24: Parte real (a) e imaginária (b) da mobilidade medida para obtenção dos CLF mostrados na Figura 23.	42
Figura 25: Arranjo entre placas em “H” para determinação dos CLF.	45
Figura 26: Razão de energias entre as placas 1 e 2 ou 1 e 5, medida experimentalmente (linha sólida), calculada pelo FEM (linha tracejada) e obtida analiticamente pela SEA (linha pontilhada).	45
Figura 27: Arranjo entre placas apoiadas em vigas para determinação dos CLF pelo FEM.	46
Figura 28: Comparação entre os CLF obtidos por diferentes métodos.	47
Figura 29: Definição dos subsistemas na Aproximação Modal Dual.	48
Figura 30: Exemplo para validação da abordagem pela formulação modal dual e FEM (CLF-DMF/FEM).	48
Figura 31: CLF calculados para o exemplo da Figura 30 pela CLF-DMF/FEM (sólido), SEA (pontos) e analítico (tracejado).	49
Figura 32: Razão de energias entre duas placas acopladas em L, medida experimentalmente (linha sólida), calculada pelo FEM (linha tracejada) e obtida analiticamente pela SEA (linha pontilhada).	52
Figura 33: Modelo conceitual e FEM das chapas em L.	53
Figura 34: Modelo conceitual e FEM da Chapa 1.	53
Figura 35: Modelo conceitual e FEM da Chapa 2.	53
Figura 36: Razões de energia $\langle E_2 \rangle / \langle E_1 \rangle$ calculadas pelo Sestra e EM_MEF_VS.	55
Figura 37: Distribuição dos módulos da planta de processo de uma plataforma FPSO.	56
Figura 38: Ruído estrutural nas acomodações de uma plataforma FPSO.	56
Figura 39: Modelo conceitual do M06.	57
Figura 40: Modelo conceitual da estrutura do <i>pancake</i> e colunas inferiores do M06.	58
Figura 41: Divisão do M06 em subsistemas.	59
Figura 42: Mapa de conexões entre os subsistemas representativos do M06.	60
Figura 43: Modelo conceitual independente do Subsistema 3.	60
Figura 44: Malha FEM independente do Subsistema 3 com elementos de viga em representação sólida (verde escuro) e elementos de casca (verde claro).	61
Figura 45: Irregularidades na malha do acoplamento entre os subsistemas 3 e 11.	64
Figura 46: Nós da malha do acoplamento entre os subsistemas 3 e 11.	64
Figura 47: Matriz de conectividade dos subsistemas.	65

Figura 48: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 6 e 11 acoplados.....	66
Figura 49: Variação com o número de cargas aplicada dos CLF da banda de 63 Hz para o acoplamento entre os subsistemas 6 e 12.	66
Figura 50: Comparação entre a Figura 32 e a Figura 36.	68
Figura 51: CLF apresentados para uma plataforma <i>offshore</i> fixa.	69
Figura 52: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 1 e 7 acoplados.....	89
Figura 53: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 2 e 8 acoplados.....	89
Figura 54: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 3 e 7 acoplados.....	90
Figura 55: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 3 e 8 acoplados.....	90
Figura 56: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 3 e 9 acoplados.....	90
Figura 57: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 3 e 10 acoplados.....	91
Figura 58: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 4 e 9 acoplados.....	91
Figura 59: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 4 e 10 acoplados.....	91
Figura 60: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 5 e 8 acoplados.....	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Contagens modais por bandas obtidas pelo MEF para as chapas 1 e 2.	52
Tabela 2: Contagens modais por bandas obtidas analiticamente para as chapas 1 e 2... ..	54
Tabela 3: CLF obtidos pela rotina EM_MEF_VS.	55
Tabela 4: Características básicas do M06.	56
Tabela 5: Elementos construtivos principais dos subsistemas do M06.	58
Tabela 6: Dados principais dos subsistemas do M06.	61
Tabela 7: Bandas de oitava e frequências limite.....	62
Tabela 8: Contagens modais por banda de oitava dos subsistemas desacoplados.....	63
Tabela 9: Quantidade de cargas aplicadas a cada subsistema emissor.	65
Tabela 10: CLF dos acoplamentos entre subsistemas do M06.	67

1. Introdução

1.1. Motivação e Objetivos

O mercado de Petróleo e Gás tem como duas de suas características, podemos dizer, o elevado custo associado às atividades de produção e a alta preocupação com a segurança e saúde ocupacional dos funcionários envolvidos na operação. Acidentes, paradas não programadas e dificuldades na gestão da tripulação constantemente levam as operadoras a lidar com problemas indesejáveis e muitas vezes extremamente sérios.

As disciplinas de vibrações e acústica estão diretamente associadas a estas questões, seja do ponto de vista dos ativos físicos, como por exemplo no estudo de fadiga das estruturas, quanto dos recursos humanos, como a necessidade de manter a exposição do pessoal operacional a determinados níveis de ruído e vibrações. Para todos estes problemas existem critérios específicos, determinados pelas próprias operadoras, normas internacionais ou sociedades de classe.

As formas mais comuns de investigação destes problemas são os levantamentos destes níveis através de medições locais e a sua predição com métodos de simulação computacional. A primeira opção, por razões óbvias, só pode ser aplicada em ativos já em operação. A simulação tem a vantagem de ser aplicável neste caso, mas também nas diferentes fases do seu projeto.

Como ferramenta de simulação, a Análise Estatística de Energia (em inglês, *Statistical Energy Analysis* - doravante denominada *SEA*) vem sendo desenvolvida desde o início da década de 60 para a predição do fluxo de energia vibratória e acústica em sistemas mecânicos. Inicialmente pensada para aplicações aeroespaciais, na década de 70 começou a ser aplicada em sistemas offshore.

Como será discutido mais em detalhes neste trabalho, a SEA é capaz de prever estes fluxos de energia com a divisão do dado sistema mecânico em subsistemas, ou seja, partes menores do todo, de acordo com características específicas. Um aspecto crítico da correta aplicação da SEA é a determinação de como estes subsistemas estão acoplados, ou ainda melhor, o quanto da energia é dissipada pelo acoplamento em si destes subsistemas. Esta dissipação energética entre subsistemas na SEA é determinada pelo Coeficiente de Perda por Acoplamento (em inglês, *Coupling Loss Factor*, doravante denominado *CLF*).

A estimativa dos CLF é um dos problemas mais recorrentes na literatura da SEA e existem diversos métodos para realizá-la. A maioria deles é aplicável a estruturas com formas simples e tem aplicação primariamente acadêmica ou precisam ser aplicadas com uma previsão de erro considerável associado. Para maior precisão nesta estimativa em aplicações mais práticas em estruturas reais, com geometrias complexas, o Método dos Elementos Finitos (em inglês, *Finite Elements Method*, doravante denominado *FEM*) é usado de diferentes maneiras.

Este trabalho teve por objetivo inicial apresentar os fundamentos da SEA e sua aplicação no meio de Petróleo e Gás. As principais formulações e métodos são apresentados – diversos casos mais complexos, problemas específicos e novas abordagens podem ser melhor estudados posteriormente na bibliografia apresentada. Em um segundo patamar, a obtenção dos CLF foi estudada mais profundamente e foco é dado na sua determinação pelo MEF. Finalmente, estudos de caso foram feitos em estruturas reais como validação e aplicação prática de um dos métodos usando o MEF, escolhido para esta solução.

1.2. Revisão Bibliográfica

A SEA partiu de trabalhos como o de Lyon [1] e foi abordada e desenvolvida por diversos outros autores como Maidanik [2], Keane [3], Fahy [4], Craik [5], Langley [6] e Plunt [7] em diversos campos de aplicação.

Dos supracitados, uma das principais referências no campo de Engenharia Naval (e que pode ser estendido a aplicações *offshore* em geral) é o de Plunt [7], que realiza um extenso trabalho de compilação de métodos de predição de ruído em navios. Sua tese é dividida em duas partes, sendo a primeira uma discussão de métodos empíricos e experimentais e apresentação de resultados de medições realizadas em navios de referência. A segunda parte é a de maior interesse para este trabalho, pois apresenta a SEA neste contexto e se utiliza dos dados da primeira parte para elaborar e validar modelos de predição para os navios de referência estudados.

Parunov et al. [8] revisam a aplicabilidade de três métodos numéricos na predição de ruído estrutural em construções navais complexas – o Método dos Elementos Finitos (FEM), a SEA e uma aproximação do FEM denominada Elementos Finitos Energéticos (do inglês, *EFEM – Energy Finite Elements Method*). Concluiu-se que os dois últimos,

chamados *métodos de energia*, são mais adequados para a predição de ruído estrutural, sendo a SEA melhor fundamentada. Uma discussão semelhante porém focada apenas na SEA é apresentada por Weryk [9].

No domínio de Petróleo e Gás, Keane [10] analisa o potencial uso da SEA na solução de problemas vibro-acústicos em plataformas de petróleo. Um exemplo dos *decks* de produção de uma plataforma fixa idealizada é apresentado, onde são discutidos os principais aspectos da criação do modelo SEA e definição de seus parâmetros. Ressalta-se a possível aplicação do FEM na determinação, por exemplo, das densidades modais dos subsistemas (por análise modal) e do amortecimento da água do mar na jaqueta (através de estudos com códigos de CFD). Os CLF (ver item 2.3.4) foram arbitrados, dada a dificuldade de sua determinação. Em conclusão, são apontados cinco campos de desenvolvimento necessários à melhor aceitação da SEA neste campo de trabalho; um dos indicados como mais importante é a abordagem dos CLF, devido à “sempre crescente classe de conexões estruturais”, parafraseando o autor. Dentre as sugestões apresentadas está o uso do FEM associado à SEA como alternativa à criação e validação de uma necessariamente vasta biblioteca de coeficientes.

No Brasil, o trabalho realizado pela disciplina de controle de ruído em plataformas de petróleo da Petrobras nos anos de 1989 a 2004 é discutido por Sztajn bok et al. [11], que apresenta as ações tomadas nas diferentes fases desde o projeto básico e o uso da SEA na predição de ruído estrutural através do software desenvolvido pelo Laboratório de Vibrações e Acústica da Universidade de Santa Catarina. O trabalho também aponta a inadequação de métodos como o FEM e o Método dos Elementos de Contorno (do inglês, *Boundary Elements Method - BEM*) como ferramentas únicas para todo o escopo da disciplina, devido à complexidade e características dos problemas estudados.

Com relação à determinação dos CLF, uma série de trabalhos apresentam formulações gerais e independentes de aplicação, utilizando-se de diferentes métodos; referências fundamentais importantes também são encontradas em capítulos de livros considerados bibliografia básica da SEA, como os de Lyon [12] [13] e Craik [14], especialmente para o cálculo analítico e a estimativa experimental dos coeficientes.

Langley [15] revisita a formulação dos CLF presente na bibliografia básica para ambas aproximações, Modal e Ondulatória (ver item 2.2), baseando-se porém em uma função de Green representativa da resposta de i subsistemas. Seu texto ainda aprofunda o debate em relação à hipótese de acoplamento fraco e a aplicabilidade da SEA.

Outros trabalhos se ocupam em discutir as funções de mobilidade; Manning [16]

introduz a formulação dos parâmetros SEA, incluindo os CLF, através de funções gerais de mobilidade, enquanto Cacciolati [17] apresenta uma metodologia e sua validação experimental para a determinação dos CLF através das mobilidades pontuais medidas em placas.

Fiates [18] realiza estudo semelhante, usando o método das mobilidades para determinação das repostas de quadros de vigas presentes em plataformas *offshore*. Seu trabalho levou em consideração diferentes tipos de onda propagante (como longitudinais, flexão e torção) no equacionamento do fluxo de potência. Dois quadros simples de vigas foram estudados e comparados com modelos em FEM, obtendo boas respostas.

Diversos estudos também foram (e continuam sendo) realizados na determinação dos CLF usando o FEM diretamente. Simmons [19] desenvolve um método e obtém bons resultados na determinação de CLF para junções “L” e “H” entre placas, entre 10 Hz e 2 kHz, através da aplicação de forças pontuais em uma placa e verificação da potência transmitida às outras placas através da junção. Ressalta-se a colocação de que os resultados de deslocamento pontuais por frequência não são confiáveis devido a diferenças entre propriedades e condições de contorno modeladas e reais, porém os deslocamentos médios (tanto temporais quanto espaciais) são mais precisos e podem ser associados aos CLF. É sugerida ainda a aplicação do método a conexões mais complexas de estruturas reais.

O trabalho de Sardá et al. [20] é apontado na mesma direção, considerando porém placas planas retangulares apoiadas em vigas “I” ou “T invertidas” como estrutura de base. É determinado o fluxo de potência na junção de dois subsistemas representantes deste tipo de estrutura, e também a energia vibratória de ambos, através da aplicação de esforços em um subsistema e verificação da resposta no subsistema adjacente. O fluxo de potências é comparado com o método das mobilidades, obtendo excelente aderência. Ainda, a diferença da modelagem das vigas como elementos finitos lineares e de casca é abordada. De maneira, geral, os CLF obtidos têm boa precisão, salvo em algumas frequências.

Gouveia [21] realiza sua dissertação de mestrado em aplicação semelhante, aprofundando o trabalho de Sardá [20] e de diversos outros pesquisadores da Universidade Federal de Santa Catarina. Sua análise é feita na estrutura de base de apoio de máquinas presente em plataformas *offshore*, compostas por quadros de vigas e chapas reforçadas. Com a comparação dos resultados obtidos pela modelagem em FEM com resultados experimentais, observaram-se bons resultados para o modelo da base e resultados razoáveis para o modelo de placa reforçada.

Retornando ao ponto de vista metodológico, Maxit & Guyader [22] [23] realizam um trabalho semelhante ao de Simmons [19], criando porém um método de determinação dos CLF através do conhecimento apenas das informações dos modos e amortecimentos modais dos subsistemas desacoplados (ver item 2.3), estes obtidos para estruturas complexas através de modelos em FEM. A validação dos resultados é feita para placas e vigas acopladas, através de comparações com cálculos analíticos.

Apesar de fugir do escopo deste trabalho, cabe ser apontado o trabalho de Fahy [24] na discussão da validade dos próprios CLF, na proposição de um novo coeficiente, denominado Coeficiente de Transferência de Potência (ver item 2.3.5) e na apresentação de uma metodologia para sua determinação experimental, chamada comumente de Método da Injeção de Potência. Como este trabalho é focado nos CLF, este método não será abordado.

Finalmente, tais estudos obviamente levam à possibilidade de criação de pacotes de software, tanto comerciais quanto acadêmicos [25] [26]. Ainda, recentes estudos na determinação de modelos híbridos entre o FEM e a SEA, como realizados, por exemplo, por Shorter [27], Cotoni [28], Cordioli [29], e Cicirello [30], permitiram inclusive a existência de um pacote comercial de software capaz de criar modelos compostos que podem ser solucionados de forma transparente [31]. O trabalho de Van Genechten et al. [32] é também um exemplo de desenvolvimento na mesma área.

1.3. Estrutura da Dissertação

O Capítulo 1 deste trabalho contém, além da exposição dos objetivos e estrutura da dissertação, uma revisão bibliográfica abordando inicialmente as origens da SEA e apontando a sua literatura clássica, na visão do autor. Em seguida, referências relacionadas ao campo de aplicação do trabalho – o mercado de Petróleo e Gás, são apresentadas. Finalmente, são indicados os principais trabalhos que fundamentaram este estudo, tanto na determinação dos CLF de forma geral quanto no uso específico do MEF para este objetivo.

No Capítulo 2 é discutida a teoria fundamental da SEA, de forma a basear a necessidade de obtenção dos CLF e sua posterior aplicação. As principais hipóteses são levantadas, os parâmetros básicos necessários ao seu equacionamento e as principais premissas para criação de seus modelos são abordados.

O Capítulo 3 é dedicado ao objetivo principal da dissertação: o estudo da obtenção dos CLF. As diferentes formas de realização da tarefa são descritas, para os 3 tipos de acoplamento - sua formulação analítica em casos de estruturas simples que podem ser aproximadas de modelos ideais, sua obtenção experimental e com o uso de métodos numéricos – neste trabalho o FEM clássico.

No Capítulo 4 é apresentado um trabalho de estudo de caso onde um dos métodos de uso do FEM é aplicado em estruturas reais. Numa primeira etapa, uma validação do método usado pelo autor é feita contra dados de modelagem e experimentos reais retirados da literatura. Em seguida, uma estrutura real é analisada usando este mesmo método e seus CLF obtidos.

O Capítulo 5 apresenta as conclusões do trabalho, tanto em função da discussão dos resultados obtidos no Capítulo 4 quanto no contexto geral, apresentando sugestões da continuação do estudo em trabalhos futuros.

Três anexos são incluídos após a indicação da bibliografia. O Anexo A apresenta rotinas desenvolvidas em Fortran para realização de parte das análises; o Anexo B apresenta figuras ilustrativas dos subsistemas; o Anexo C lista a configuração básica do sistema usado para o trabalho.

2. Princípios da Análise Estatística de Energia

O ramo de estudo da Análise Estatística de Energia (ou como antes mencionado, SEA) surgiu da necessidade de se determinar o comportamento vibratório de sistemas complexos submetidos a excitações em largas bandas de frequência. Fahy [4] indica que um problema encontrado pela indústria aeroespacial, por exemplo, era estudar a resposta e consequentemente a integridade estrutural de veículos espaciais submetidos a campos acústicos difusos durante o lançamento de satélites. Apesar da existência de métodos numéricos capazes de realizar esta tarefa, sua aplicação era (e continua sendo) de maneira geral limitada em função de alguns pontos:

1. A larga faixa de frequências contendo resposta significativa a determinadas aplicações e a grande quantidade de graus de liberdade e alto poder computacional necessários para determiná-la;
2. A predição determinística da resposta torna-se cada vez mais imprecisa com o aumento da frequência de interesse, devido ao aumento da sensibilidade dos parâmetros dinâmicos, como modos de ressonância e fase, a pequenos detalhes estruturais.
3. Com o aumento da frequência, aumenta a probabilidade de superposição de modos de vibração e consequentemente o erro na determinação das contribuições modais de determinada resposta.

No exemplo apontado, dificuldades adicionais foram listadas, como o suporte da estrutura a diferentes tipos de ondas propagatórias (longitudinais, transversais, torcionais), a excitação indireta da carga dos veículos, caminhos de transmissão circulares e interação com fluidos.

Com isto, foi introduzida uma forma de análise que tratasse de parâmetros de forma probabilística, dividindo a estrutura em questão em subsistemas com parâmetros em comum e descrevendo seu estado vibratório e as potências de entrada a que estivessem submetidos de maneira média no tempo e espaço. Esta aproximação mais tarde foi denominada SEA, nome descrito por um de seus primeiros idealizadores, Lyon [12], como a seguir:

- Análise indica um ramo de estudo global, e não um método específico;
- Estatística indica que os sistemas estudados são retirados de populações

estatisticamente semelhantes tendo parâmetros dinâmicos com distribuições conhecidas;

- Energia indica a variável principal de interesse, de onde todos os demais resultados são extraídos.

2.1. Fundamentação Conceitual

O modelo fundamental da SEA pode ser descrito como um de *resposta energética*, onde uma dada estrutura é representada por um conjunto de subsistemas que por sua vez são descritos por suas principais propriedades geométricas, dinâmicas e materiais. Estes subsistemas podem ser acoplados entre si, são submetidos a excitações externas modeladas como potências médias de entrada, e podem dissipar e transmitir estas potências a outros subsistemas. Um esboço desta modelagem é mostrado na Figura 1. Os parâmetros apresentados serão discutidos no item 2.3. O resultado básico de uma análise de tal modelo será o balanço da energia vibratória média em regime permanente de cada subsistema.

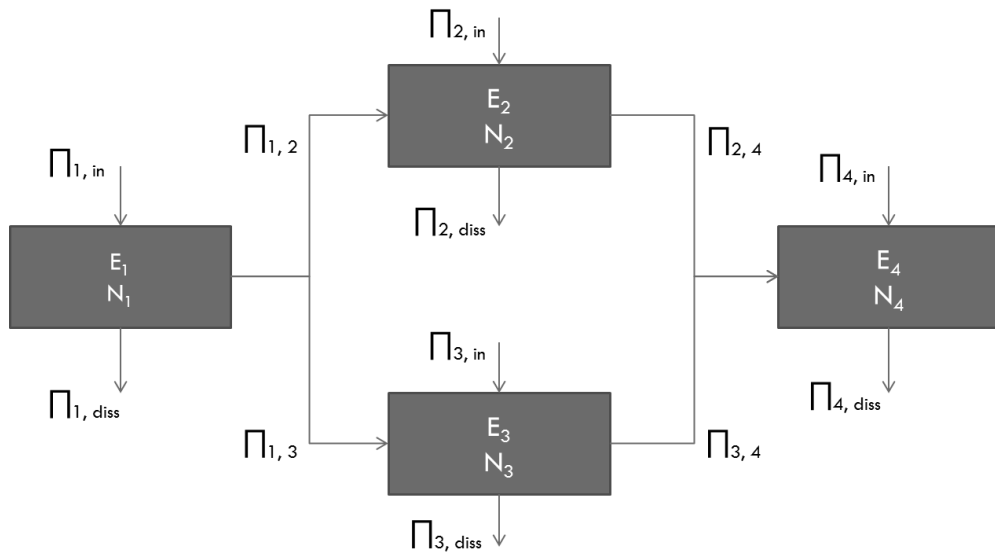


Figura 1: Representação de um modelo em SEA com 4 subsistemas acoplados

Fonte: Lyon [12]

2.2. Hipóteses e Limitações

Antes de estudar o equacionamento do balanço energético da SEA e entender seus parâmetros, é necessário discutir em mais detalhes sua aplicação, abordagens e requerimentos. Cabe ressaltar, porém, que Johansson [25] afirma que estes requerimentos devem ser vistos mais como guias gerais do que afirmações absolutas.

2.2.1. Aproximação Modal

A SEA descreve a interação entre subsistemas introduzida no item 2.1 em termos da energia contida nos modos de cada subsistema desacoplado. Tradicionalmente, o equacionamento respectivo é desenvolvido através da expansão da relação básica entre as energias vibratórias de um sistema discreto constituído por dois osciladores acoplados com amortecimento viscoso e submetidos a excitações com densidade espectral constante (Ruído Branco) [12] [3].

Uma série de condições devem ser atendidas para que possamos adotar as propriedades do sistema do ponto de vista estatístico. Por consequência, estas condições levam a limitações na representatividade dos subsistemas pela aproximação.

2.2.1.1. Principais Hipóteses

Para atender a condição de homogeneidade energética já mencionada, deve ser adotado para os subsistemas o princípio aqui denominado de Equipartição Modal, que considera que a energia é distribuída igualmente entre os modos ressonantes contidos dentro da faixa de frequência de interesse em uma dada análise.

Deve ser também admitido que tais modos têm acoplamento “fraco”, efeito doravante denominado de Desacoplamento Modal, ou seja, a resposta de um dado modo é considerada não correlacionada com a resposta dos demais modos entre subsistemas.

Ainda, para validar a condição de distribuição espacial homogênea, a dissipação interna de energia de um subsistema, ou seja, seu amortecimento, deve ser considerado baixo.

Finalmente, como supracitado, potências incidentes em um subsistema devem ser geradas por forças vibratórias com densidade espectral de frequência constante (muitas vezes apelidadas pela literatura internacional de *rain on the roof*) para que possam ser considerados esforços modais não correlacionados e excitam todos os modos de um subsistema igualmente.

2.2.1.2. Principais Limitações

Devido à sensibilidade da representação dos parâmetros modais e da formulação de fluxo energético a desvios em relação à média energética modal adotada, resultados imprecisos são obtidos quando a energia modal de subsistemas vizinhos é muito semelhante (como, por exemplo, subsistemas com amortecimento e perda por acoplamento tão baixos que a energia trafega desimpedida), já que mesmo pequenos erros em ambos os subsistemas podem gerar erros maiores na sua diferença energética.

2.2.2. Aproximação Ondulatória

É possível também representar a energia entre subsistemas por superposições de ondas propagantes, formando um campo vibracional homogêneo, condição básica para o tratamento de distribuição espacial energética média [4]. Esta abordagem é comum na determinação analítica dos CLF, como será brevemente discutido no Item 3.

2.3. Principais Parâmetros

Para que o balanço energético de um modelo SEA, como o indicado na Figura 1, seja realizado é necessária uma correta determinação dos parâmetros envolvidos, objetivo deste item. Estes *parâmetros SEA* podem ser categorizados como de *transferência* e *armazenamento* de energia [4]. A energia armazenada em um subsistema está diretamente associada à *Densidade Modal* do mesmo e à sua *Potência de Entrada*, enquanto a transferência entre subsistemas é função dos *Coefficientes de Perda por Amortecimento* e

Acoplamento (neste caso, a dissipação de energia entra no contexto de transferência).

2.3.1. Densidade Modal

A densidade modal de um subsistema para uma dada faixa de frequências é dada pela razão entre o seu número de modos total e a sua largura de banda, como mostra a equação a seguir [1] [7]:

$$n(\omega) = \frac{N_1 + N_2 + \dots + N_i}{\Delta\omega} \quad (1)$$

onde N_i são os modos contidos na faixa de frequências com largura $\Delta\omega$, centrada na frequência ω .

Do ponto de vista geométrico, pode-se afirmar que a densidade média de frequências naturais associada com o tipo de onda específico em um meio – sua densidade modal – é diretamente proporcional ao somatório total da dimensão característica deste meio e inversamente proporcional à velocidade do som nele, como ilustrado pelas equações a seguir para sistemas uniformes e isotrópicos [25]:

$$n(\omega) = \frac{2L}{c} \quad (2)$$

$$n(\omega) = \frac{kS}{2\pi c} \quad (3)$$

$$n(\omega) = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{2\omega fV}{c^3} + \frac{\omega S}{4c^2} + \frac{L}{8c} \right) \quad (4)$$

onde L , S e V são, respectivamente, os somatórios totais do comprimento, área e volume dos meios representados e c é a velocidade do som nestes meios.

A densidade modal de uma estrutura pode ser avaliada de algumas formas. Cada uma delas tem vantagens e desvantagens, não sendo escopo deste trabalho discutir sua aplicação, porém apenas apresentá-las.

Do ponto de vista experimental, pode-se excitar a estrutura com, por exemplo,

sweeps de tons puros com frequência variável, e avaliar o espectro de respostas da estrutura. Os modos da estrutura serão os picos onde houve ressonância com o carregamento.

A forma mais comum de estimar densidade modal, porém, é calculá-la analiticamente, como através das equações supracitadas ou encontradas na literatura [12], ou numericamente.

Finalmente, cabe ser ressaltado que, apesar de central à SEA, a densidade modal é uma propriedade secundária, extraída da contagem de modos. Esta por sua vez costuma ser uma propriedade extensiva de um sistema, ou seja, o seu número total de modos pode ser estimado somando-se o número de modos de cada um de seus componentes, para uma faixa de frequência [12].

2.3.2. Superposição Modal

A superposição modal de um sistema para uma dada faixa de frequências pode ser definida como a razão da largura da faixa pelo espaçamento médio entre frequências, $\delta\omega$ (inverso da Densidade Modal) [12] [7] [3], como exemplificado na equação a seguir:

$$M_o = \frac{\Delta\omega}{\delta\omega} = \Delta\omega \cdot n(\omega) \quad (5)$$

Diversos autores afirmam que uma condição de segurança para aplicação da SEA é a de que $M_o > 1$. A Figura 2 mostra um exemplo de função de resposta em frequências de uma estrutura com faixas de frequências com baixa e alta superposição modal, respectivamente abaixo e acima de aprox. 400 Hz.

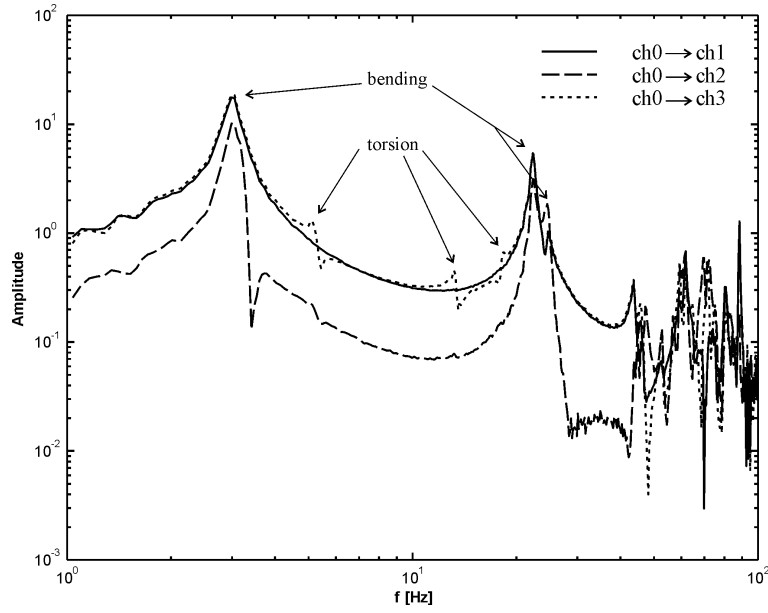


Figura 2: Exemplo de resposta em frequência estrutural e superposição modal.

Fonte: [33]

2.3.3. Coeficientes de Perda por Amortecimento

A energia dissipada em subsistema é medida por um fator ou coeficiente de perda por amortecimento, dado pela razão entre a energia dissipada por unidade de tempo e a energia total média armazenada no subsistema, como mostrado equação a seguir para o i ésimo subsistema:

$$\eta_i = \frac{\Pi_{i,diss}}{\omega E_{i,tot}} \quad (6)$$

O coeficiente de perda por amortecimento total de um subsistema, $\eta_{i,tot}$, pode ainda ser dividido em ao menos 3 partes, como apontado por Johansson [25] e mostrado na equação a seguir:

$$\eta_{i,tot} = \eta_{i,s} + \eta_{i,rad} + \eta_{i,b} \quad (7)$$

onde $\eta_{i,s}$ é fator de perda associado à parte estrutural ou material de um subsistema, aonde o mecanismo físico fundamental de dissipação é a conversão de energia vibratória em calor; $\eta_{i,rad}$ é o fator de perda por radiação acústica de vibrações estruturais. Este fator só será considerado se um mesmo subsistema descrever meios acústicos e estruturais – caso contrário, a energia transmitida entre um subsistema

estrutural a um acústico terá um coeficiente de perda por *acoplamento* associado, discutido no item 2.3.4. Finalmente, $\eta_{i,b}$ é um fator que representa perdas no próprio subsistema pelo acoplamento a outros subsistemas. Este fator é geralmente negligenciado através da hipótese de que não há perda interna de energia por acoplamento, apenas perdas associadas à *transferência* de energia entre subsistemas, representadas pelo supracitado Coeficiente de Perda por Acoplamento.

Os coeficientes η_i podem ser determinados ou estimados de diversas maneiras. De forma geral, é mais confiável determinar o amortecimento de uma estrutura de forma experimental do que utilizando formulações empíricas. Porém, a escolha de um ou outro método será função da importância da dissipação na modelagem de um determinado subsistema, tornando ambos válidos ou não caso a caso.

A determinação experimental do η_i pode ser dividida em duas estratégias principais: *métodos de regime permanente* e *métodos de decaimento energético*. Este trabalho apresentará apenas algumas das técnicas mais comuns aplicadas em estruturas.

Em regime permanente, dado um espectro de resposta, para faixas de frequência onde $M_o > 1$, $\eta_{i,s}$ pode ser obtido através do espaçamento máximo entre frequências, $\delta\omega_{max}$, como a seguir [12]:

$$\eta_{i,s} = 0,4 \cdot \frac{2\pi\overline{\delta\omega_{max}}}{\omega} \quad (8)$$

onde $\overline{\delta\omega_{max}}$ é o valor médio de um determinado número de $\delta\omega_{max}$ adjacentes centrados em ω . Cabe ser ressaltado que Plunt [7] aponta que este método costuma fornecer estimativas conservadoras de $\eta_{i,s}$ em relação a métodos de decaimento energético.

Pode-se também obter o $\eta_{i,s}$ de um estrutura através da inserção e medição de uma potência e da resposta em outro ponto da estrutura. Esta medição pode ser feita com um arranjo semelhante ao mostrado na Figura 3. Neste caso, o amortecimento é dado por [12]:

$$\eta_{i,s} = \frac{\Pi_{i,in}}{Mv^2\omega} \quad (9)$$

onde $\Pi_{i,in}$ é obtido através da medição da força e velocidade que excitam a estrutura, M é a massa da estrutura e $\overline{v^2}$ é dado pela equação a seguir:

$$\overline{v^2} = \frac{\overline{a^2}}{\omega^2} \quad (10)$$

onde $\overline{a^2}$ é obtido através de medição em um ponto distinto do ponto de excitação.

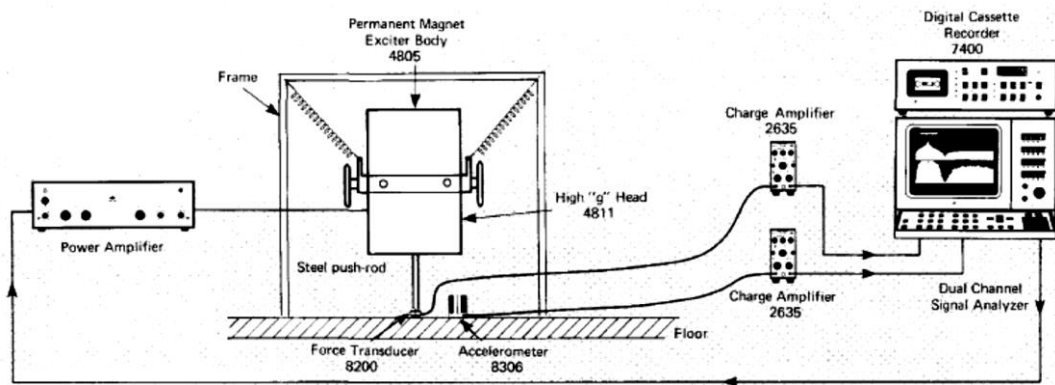


Figura 3: Arranjo para medição do fator de amortecimento em uma estrutura de assoalho.

Fonte: [34]

O $\eta_{i,s}$ também é muitas vezes expresso através do amortecimento do material representado. A Figura 4 é um exemplo de $\eta_{i,s}$ determinados para algumas classes de materiais.

Um exemplo de determinação empírica do $\eta_{i,s}$, que para um subsistema acústico pode ser compreendido como perda material, é o cálculo do fator de absorção aérea média de energia em um ambiente confinado, dada pela equação a seguir:

$$\eta_{i,s} = \frac{Ac_0}{4\omega V} \bar{\alpha} \quad (11)$$

onde A e V são, respectivamente, a área total e volume da sala, c_0 é a velocidade do som no ar e $\bar{\alpha}$ o coeficiente de absorção médio das superfícies da sala.

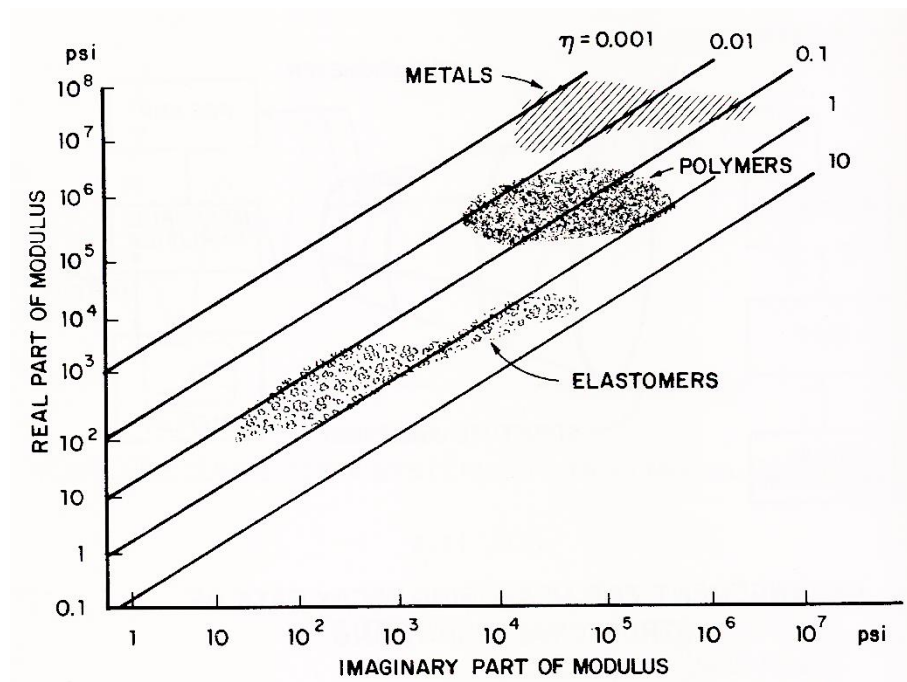


Figura 4: Coeficientes de dissipação e módulos de elasticidade para classes de materiais

Fonte: [12]

Lyon [12] também discute a relevância da representação matemática de um mecanismo específico de dissipação, apontando que, apesar das estimativas de resposta serem dependentes do amortecimento intrínseco a um sistema, esta dependência é normalmente negligenciável para $\eta < 1$, sendo especialmente o caso de sistemas estruturais, onde $\eta \ll 1$.

Dentro da aplicação da SEA como técnica preditiva para determinação de soluções a um problema de fluxo de energia vibratória, a dissipação de energia pode se tornar uma medida mitigadora. Por exemplo, a inserção de absorção acústica nas paredes de uma sala será representada como aumento do Coeficiente de Perda por Amortecimento, que por sua vez implica em aumento na potência dissipada pelo subsistema representativo da sala. A influência desta medida no próprio subsistema e naqueles adjacentes (e portanto na solução geral do fluxo energético) pode ser então avaliada.

2.3.4. Coeficientes de Perda por Acoplamento

O Coeficiente de Perda por Acoplamento – ou CLF como já citado – entre

subsistemas, η_{ji} , é um parâmetro único à SEA e representa a dissipação de energia na junção entre subsistemas, podendo ser associado a outros parâmetros dependentes da natureza dos sistemas acoplados, como coeficientes de transmissão e eficiências de radiação [12] [25] [7]. Por ser imperativa a sua correta estimativa para determinação precisa do fluxo energético e sendo o foco central deste trabalho, ele será discutido em detalhes no Capítulo 3; este item apontará apenas seu fundamento e principais hipóteses para sua aplicação no equacionamento geral do item 2.4.2.

A (12) apresenta de forma geral a relação inversa para obtenção do coeficiente em função da potência transmitida entre dois subsistemas i e j e das suas respectivas energias [12]:

$$\eta_{ij} = \frac{\Pi_{ij}}{\omega N_i \left(\frac{E_i}{N_i} - \frac{E_j}{N_j} \right)} \quad (12)$$

É importante ressaltar que os coeficientes de perda por acoplamento entre dois subsistemas não são independentes e devem satisfazer a relação de consistência dada pela equação a seguir [7] [12] [25]:

$$N_i \eta_{ij} = N_j \eta_{ji} \quad (13)$$

Finalmente, a título de reforço de sua importância, Lyon [1] estima que, devido à variedade de aplicações para a SEA que definem diversos tipos de acoplamentos estruturais e fluidos, o número de coeficientes de perda por acoplamento de interesse é incrementado com o quadrado do número de subsistemas em um modelo SEA.

2.3.5. Coeficientes de Transferência de Potência

Dentro da relação básica de fluxo de energia entre dois subsistemas i e j , define-se um Coeficiente de Transferência de Potência modal médio, M_{ij} , associado à potência transmitida entre os subsistemas e suas energias modais (ver item 2.5.1); este coeficiente é equivalente ao Coeficiente de Perda por Amortecimento de acordo com a equação a seguir:

$$M_{ij} = \eta_{ij}\omega n_i = \eta_{ji}\omega n_j \quad (14)$$

Fahy [4] aponta que a multiplicação entre o coeficiente de perda por amortecimento e a densidade modal do subsistema de origem torna M_{ij} um parâmetro mais significativo por ser independente da extensão dos subsistemas e da direção do fluxo energético.

2.3.6. Potências de Entrada

Na maioria dos problemas de SEA, as potências injetadas em subsistemas são consideradas dados de entrada necessários à solução do balanço energético. Fontes comuns de injeção de potência são carregamentos dinâmicos como forças, momentos e pressões estruturais ou acústicas. Uma condição importante é a de que o sistema físico gerador de tal carregamento não seja sensível ao seu acoplamento ao subsistema excitado. Se for o caso, este sistema contém componentes dinâmicos importantes o suficiente para serem modelados como subsistemas do modelo SEA [12].

De forma semelhante aos demais parâmetros, as Potências de Entrada, $\Pi_{i,in}$, podem ser calculadas, estimadas ou determinadas experimentalmente, sendo também comumente divididas entre fontes estruturais e acústicas.

A medição da potência inserida numa estrutura foi brevemente abordada na definição de (9), no item 2.3.3. A potência de uma fonte acústica pode ser determinada através da medição de sua pressão sonora ou intensidade; o nível de potência sonora em decibéis, L_W , referente a 10^{-12} W, pode ser obtido através da seguinte equação:

$$L_W = \sum L_I + 10 \log_{10} \left(\frac{S}{S_0} \right) - 10 \log_{10}(N) + C \quad (15)$$

onde $\sum L_I$ é o somatório de medições de intensidade nos N pontos de medição e S é a área da semi-esfera onde tais pontos devem estar distribuídos, como os exemplificados pela Figura 5, $S_0 = 1m^2$ e C é um termo de correção para temperatura e pressão locais.

O cálculo de $\Pi_{i,in}$ para a prescrição de uma força ou velocidade pontuais em uma estrutura é feito através das equações a seguir [25] [16]:

$$\Pi_{i,in} = \frac{|f(\omega)|^2 \text{Re}[Y(\omega)]}{2} \quad (16)$$

$$\Pi_{i,in} = \frac{|v(\omega)|^2 \text{Re}[Z(\omega)]}{2} \quad (17)$$

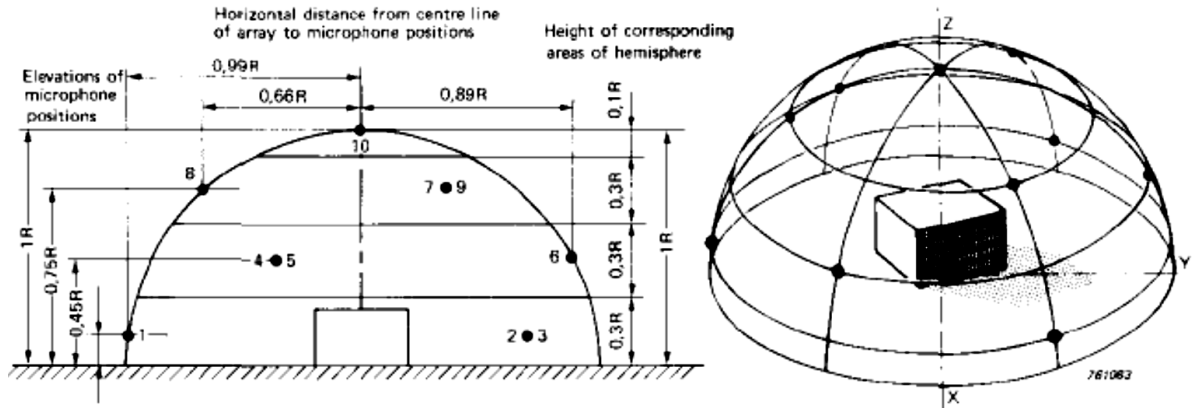


Figura 5: Pontos de medição de intensidade para determinação da potência acústica de uma fonte.

Fonte: [35]

onde f e v são a força e velocidade pontuais e $\text{Re}[Y]$ e $\text{Re}[Z]$ as partes reais da função de mobilidade e impedância pontuais, respectivamente. A Figura 6 apresenta fórmulas para $\text{Re}[Y]$ no caso de uma placa plana.

	$\Re\{Y\}$
	$\frac{1}{8\sqrt{B\rho}}$
	$\frac{1}{3.5\sqrt{B\rho}}$
	$\approx \frac{2\omega}{E_y h}$

Figura 6: Parte real das mobilidades pontuais para uma placa plana.

Fonte: [25]

Manning [16] expande (16) para potências aplicadas a longo de uma linha ou área, como mostram as equações a seguir:

$$\Pi_{i,in} = L \sum_{i=1,6} |f(k_i)|^2 \text{Re}[Y(k_i)] \quad (18)$$

$$\Pi_{i,in} = A \sum \sum_{ix,y=1,6} |f(k_{ix}, k_{iy})|^2 \text{Re}[Y(k_{ix}, k_{iy})] \quad (19)$$

onde L e A são o comprimento e área de aplicação da força e k_i é o número de onda do grau de liberdade i . Estas relações são válidas para médias espaciais e espectrais em bandas de alta densidade modal, como já abordado no item 2.2.

As funções de impedância e mobilidade serão melhor definidas e ainda discutidas na determinação de parâmetros da SEA serão no item 0, para o caso dos Coeficientes de Perda por Acoplamento.

Para uma fonte acústica, $\Pi_{i,in}$ pode ser calculado pela potência irradiada em função da velocidade média quadrática da fonte, $\overline{Q^2}$, dada por [25]:

$$\Pi_{i,in} = R_{rad} \overline{Q^2} \quad (20)$$

onde a resistência de radiação para uma fonte pontual, R_{rad} , é dada por:

$$R_{rad} = \frac{\rho_0 c_0 k_0^2}{4\pi} \quad (21)$$

2.4. Modelagem e Equacionamento

2.4.1. Modelo SEA

O aspecto fundamental da criação de um modelo SEA é a seleção dos subsistemas e a definição de seu acoplamento, que formarão a representação exemplificada na Figura 1. Esta seleção é sensivelmente menos direta do que a definição dos seus parâmetros

representativos [1]. É útil então a definição de uma série de critérios para esta modelagem.

Lyon [12] define um subsistema como uma classe de modos de um sistema que devem atender às condições a seguir. Ainda, as associações entre a Aproximação Modal e Ondulatória se mantém, sendo no segundo caso a classe de modos substituída por uma classe de ondas propagantes [4].

- Todos devem ser ressonantes dentro da faixa de frequências $\Delta\omega$ para todo o modelo SEA, e todos os seus parâmetros associados devem ser avaliados de forma média dentro desta faixa;
- Modos ressonantes devem ser agrupados de acordo com as principais seções do sistema que representam e que se espera uma avaliação da resposta;
- A classe dos modos deve ser formada de acordo com seu acoplamento a demais classes. Por exemplo, modos torcionais e flexurais dentro de $\Delta\omega$ podem ser tratados como um único subsistema se seu acoplamento entre si e entre outros modos for forte, ou como subsistemas separados caso contrário;
- Modos de uma mesma classe devem ter amortecimento semelhante, de forma que seu coeficiente de perda individual (ver item 2.3.3) não seja muito distante da média da classe por um fator de 3. Modos com coeficiente diferindo por fatores se aproximando a 10 devem ser separados em um novo subsistema;
- Modos que interajam exclusivamente com uma determinada forma de carregamento (e portanto receberão sua potência) devem formar uma classe e conseqüentemente um subsistema. Por exemplo, o carregamento acústico de uma antepara transmitirá energia principalmente para os seus modos transversais de flexão. Modos longitudinais de compressão (comumente denominados *in-plane* na literatura) podem ser excitados por acoplamento ao primeiro grupo. Neste caso, portanto, ambos devem ser subsistemas separados com acoplamento (e perdas associadas) entre si;

Cabe ressaltar que somente elementos importantes na transmissão, dissipação e armazenamento de energia precisam ser modelados [12] [25]. Isto implica que modos não-ressonantes dentro de $\Delta\omega$ são geralmente desconsiderados da análise, pois sua

influência na transmissão de energia entre subsistemas costuma ser pequena o suficiente para ser desprezível.

Para cada um destes subsistemas, serão então determinados os parâmetros principais listados através do item 2.3. Com isto, podemos então calcular o fluxo de energia dentro do sistema modelado através do equacionamento mostrado no item 2.4.2, a seguir. A título de ilustração, as figuras a seguir mostram o trabalho realizado por Keane [10] na criação de um modelo SEA simplificado do *topside* de uma plataforma fixa de produção de petróleo.

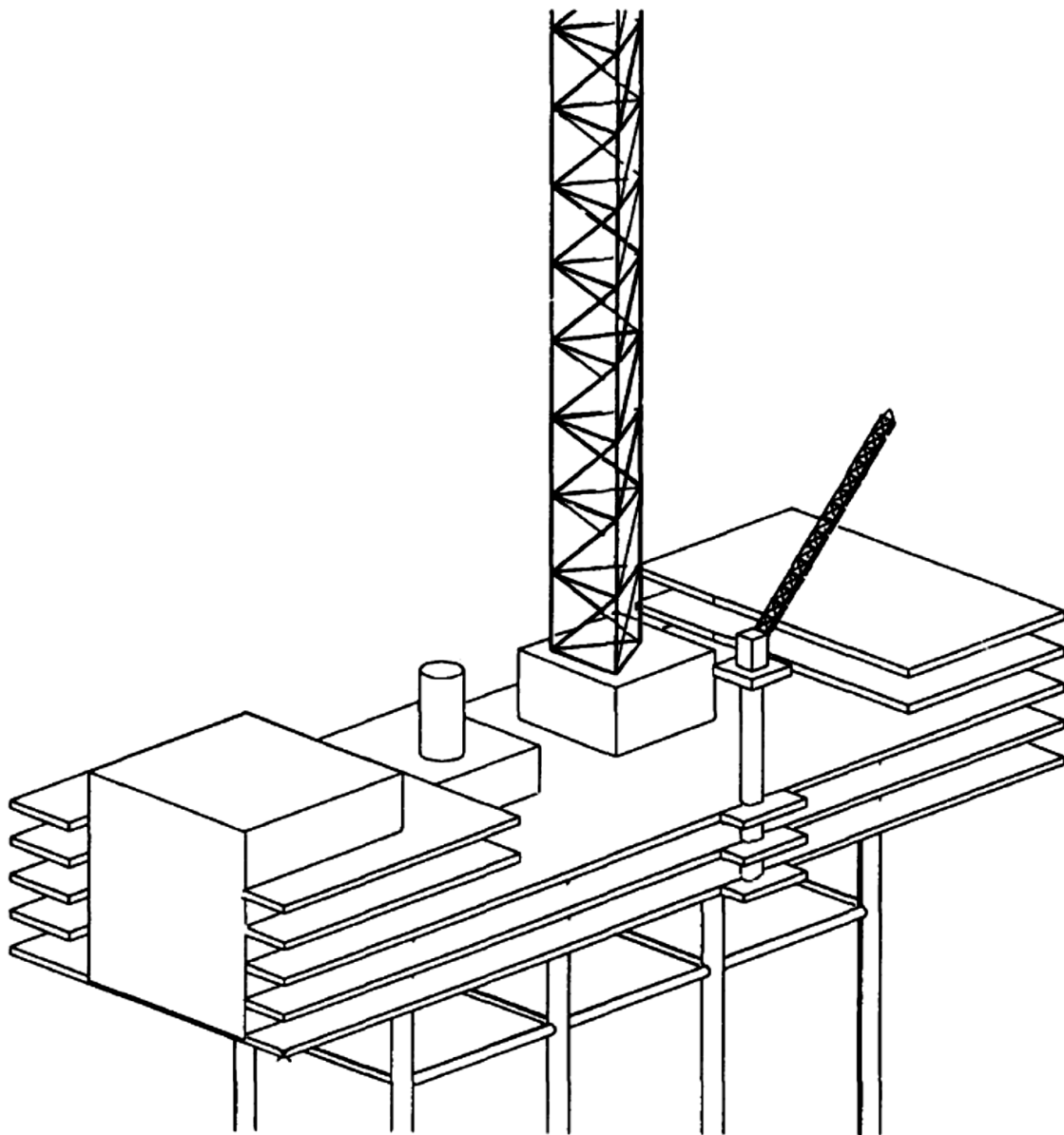


Figura 7: Esboço do *topside* de uma plataforma fixa de petróleo.

Fonte: [10]

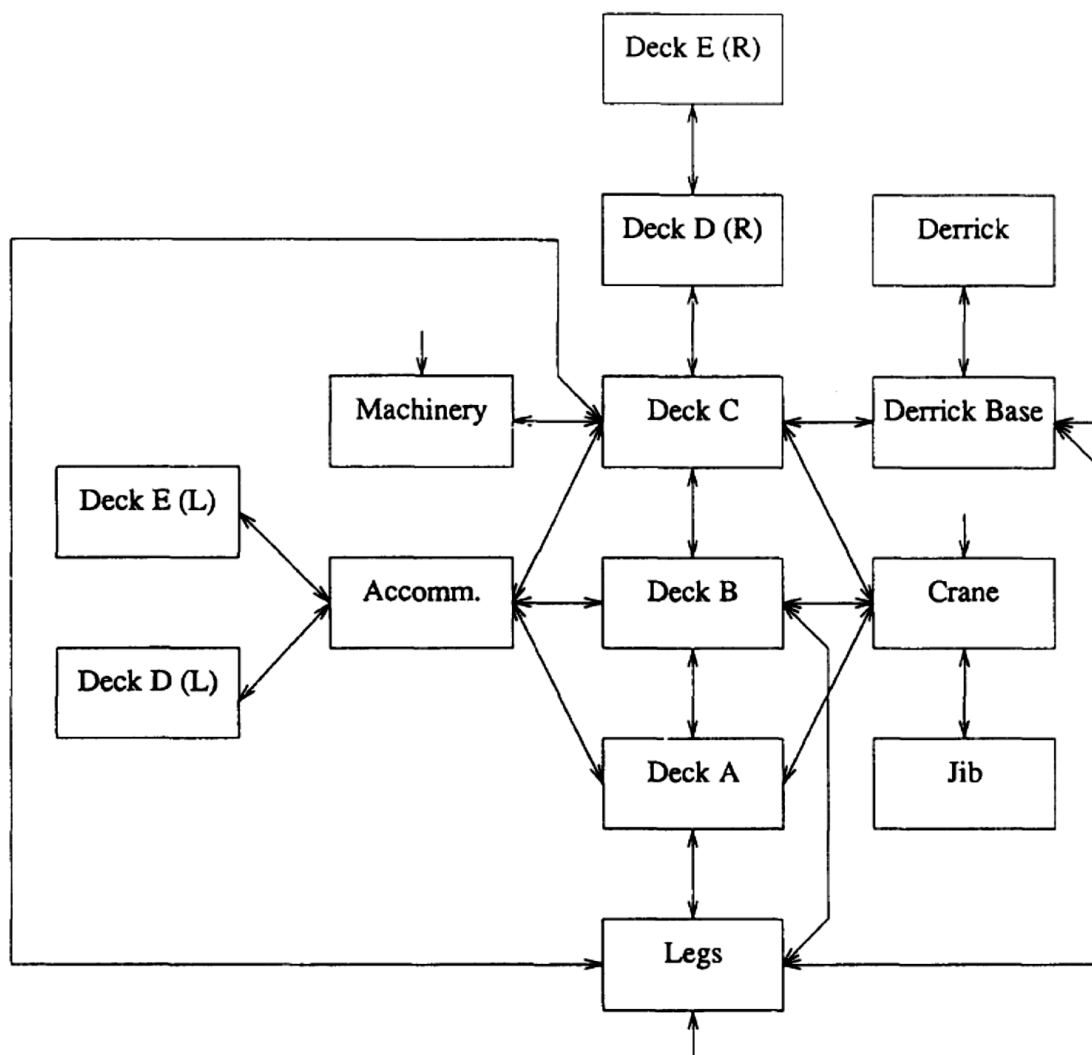


Figura 8: Seleção dos subsistemas relativos à plataforma mostrada na Figura 7.

Fonte: [10]

potência transmitida do subsistema i ao j .

A potência dissipada é dada pela equação a seguir:

$$\Pi_{i,diss} = \omega \eta_i E_{i,tot} \quad (23)$$

onde η_i é o Coeficiente de Perda por Amortecimento como mostrado no item 2.3.3. A potência transmitida é dada por:

$$\Pi_{ij} = \omega \eta_{ij} E_{i,tot} - \omega \eta_{ji} E_{j,tot} \quad (24)$$

onde η_{ij} e η_{ji} são os Coeficientes de Perda por Acoplamento como discutidos em 2.3.4. Substituindo (23) e (24) em (22), temos então:

$$\frac{\Pi_{i,in}}{\omega} = (\eta_i + \sum_{j=1}^{Ni} \eta_{ij}) E_{i,tot} - \sum_{j=1}^{Ni} \eta_{ji} E_{j,tot} \quad (25)$$

onde i varia de 1 a N subsistemas; (25) pode ser representada em sua forma matricial, como a seguir:

$$\begin{pmatrix} \Pi_{1,in}/\omega \\ \Pi_{2,in}/\omega \\ \dots \\ \Pi_{N,in}/\omega \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \eta_{1,tot} & -\eta_{21} & \dots & -\eta_{N1} \\ -\eta_{12} & \eta_{1,tot} & \dots & -\eta_{N2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ -\eta_{1N} & -\eta_{2N} & \dots & \eta_{N,tot} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_{1,tot} \\ E_{2,tot} \\ \dots \\ E_{N,tot} \end{pmatrix} \quad (26)$$

A solução deste sistema matricial permitirá então a determinação das energias $E_{N,tot}$ em função dos parâmetros necessários.

2.5. Variáveis de Interesse

Como já mencionado, a partir da energia média de um subsistema outras quantidades podem ser obtidas. A relação mais direta é a de velocidade do movimento da estrutura. Esta por sua vez poderá ser relacionada a tensões, deformações, pressões, etc. Cabe ressaltar que estas quantidades são médias temporais e espaciais; porém, dada a

geometria e formas modais de uma estrutura, pode-se estimar distribuições espaciais de resultados obtidos.

2.5.1. Energia Modal

É bastante comum na Aproximação Modal da SEA a referência à energia modal de um subsistema, que é a energia média contida em um modo do subsistema e pode ser calculada por:

$$E_m = \frac{E_{tot}}{n(\omega) \cdot \Delta\omega} \quad (27)$$

onde E_{tot} é a energia total contida no intervalo $\Delta\omega$ e $n(\omega)$ é a densidade modal do sistema. A Figura 10 mostra um exemplo de resultado da determinação experimental deste parâmetro.

A energia modal por ser associada à densidade de energia espacial média de um subsistema estrutural, que por sua vez é representativa da intensidade média carregada por cada onda que descreve um subsistema na Aproximação Ondulatória, formando então mais uma ligação de equivalência entre as duas aproximações [4].

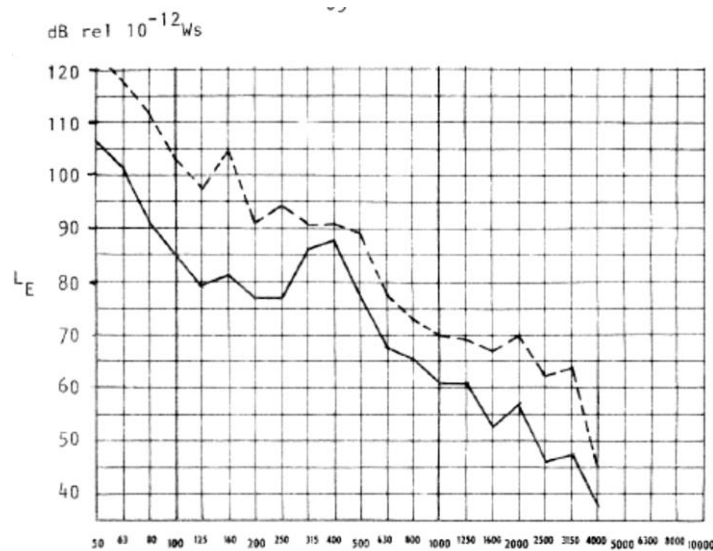


Figura 10: Níveis de energia modal medidas em uma seção de chapa do casco de um navio.

Fonte: [7]

2.5.2. Principais Relações

Para um subsistema estrutural, pode-se relacionar a energia E_i , o quadrado a velocidade média r.m.s. ao longo de uma superfície v_i^2 e a massa total m_i por [12] [25] [7]:

$$E_i = m_i v_i^2 \quad (28)$$

A Figura 11 mostra um exemplo das velocidades obtidas das energias modais mostradas na Figura 10.

Para um subsistema acústico, uma relação semelhante é feita com a pressão quadrática [12] [25] [7]:

$$E_i = \frac{p_i^2 V_i}{\rho_i c_i^2} \quad (29)$$

onde p_i é a pressão média r.m.s. ao longo do volume V_i , ρ_i é a densidade e c_i a velocidade do som no meio.

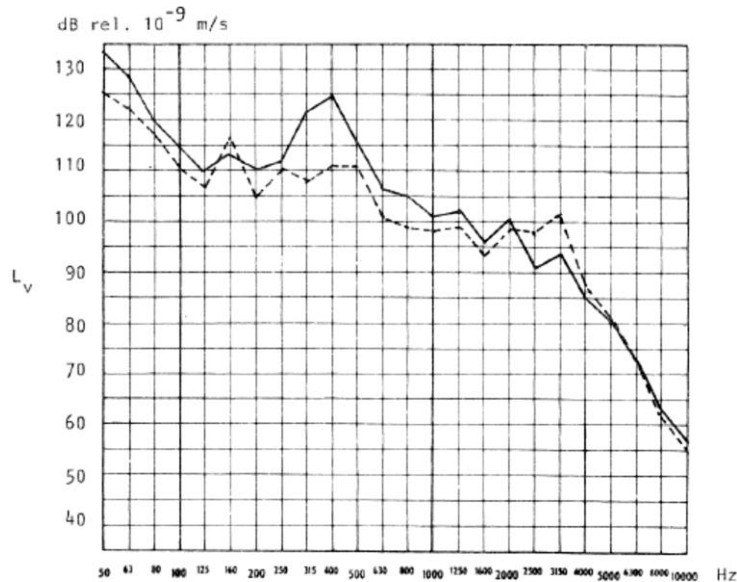


Figura 11: Níveis de energia modal medidas em uma seção de chapa do casco de um navio.

Fonte: [7]

3. Coeficientes de Perda por Acoplamento

Os Coeficientes de Perda por Acoplamento (referidos como CLF neste trabalho) foram introduzidos em sua forma fundamental no item 2.3.4 como uma função inversa da energia de um subsistema e a potência transferida a outro subsistema acoplado, por frequência. Na maioria das aplicações da SEA, porém, ele deve ser um dado da equação direta de balanço energético, considerando a energia do subsistema como variável principal de interesse. Sua correta determinação é portanto vital à precisão do modelo SEA.

Para tanto, os CLF são associados a diversos parâmetros representativos da transmissão de energia entre sistemas ou componentes mecânicos, e cada aplicação específica da SEA pode gerar a necessidade de uma biblioteca específica de CLF, que por sua vez, dados avanços em novos materiais e formas estruturais, estará em constante expansão [10] [12].

De toda forma, a avaliação destes parâmetros e seus CLF associados é necessária e pode ser realizada de inúmeras formas, discutidas a seguir. Em geral, a natureza dos sistemas mecânicos acoplados no campo de interesse de modelos SEA pode ser dividida entre *estrutural* e *acústica*, gerando 3 classes principais de acoplamento, ilustradas na Figura 12, Figura 13 e Figura 14 e listadas abaixo:

- Acústico – Acústico
- Estrutural – Acústico
- Estrutural – Estrutural

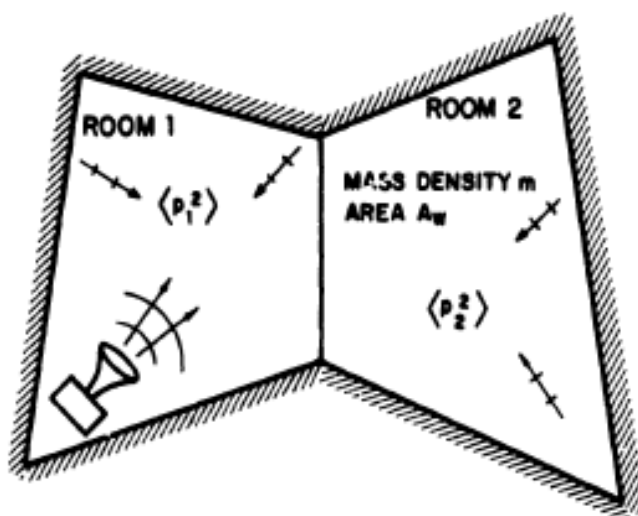


Figura 12: Acoplamento entre duas salas, representativo da classe Acústico – Acústico.

Fonte: [1]

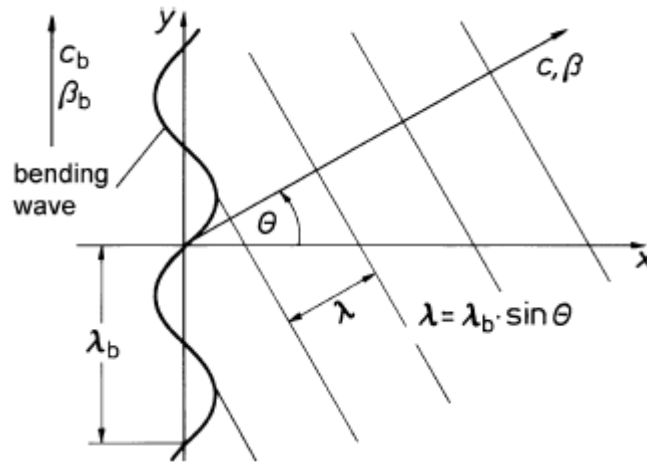


Figura 13: Radiação acústica de uma onda de flexão em uma placa, representativo da classe de acoplamento Estrutural – Acústico.

Fonte: [36]

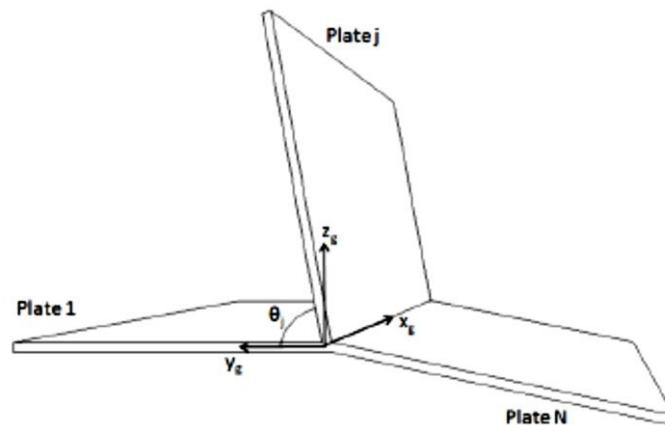


Figura 14: Acoplamento entre placas, representativo da classe Estrutural – Estrutural.

Fonte: [25]

3.1. Acoplamento Acústico – Acústico

O acoplamento entre dois subsistemas acústicos é geralmente aplicado em situações ilustradas pela Figura 12, aonde duas cavidades acústicas¹ são separadas por uma

¹ O termo “cavidade acústica” é usado neste trabalho para definir um volume de fluido confinado por uma estrutura qualquer. No contexto da grande maioria das aplicações da SEA, o fluido é o ar e a estrutura que define a cavidade é a mesma representada por subsistemas estruturais, como por exemplo as paredes, teto e pisos de um quarto ou o casco e as anteparas de um navio.

partição estrutural plana. Nesta classe de acoplamento, a transmissão abaixo da primeira frequência de ressonância da partição, chamada *não-ressonante*, permite que o efeito da partição seja considerado intrínseco ao acoplamento, não havendo portanto a sua subdivisão em dois acoplamentos de classe Estrutural – Acústico [25]. Caso contrário, a transmissão passa a ser ressonante e a partição deve ser considerada como um subsistema estrutural acoplado a dois acústicos.

3.1.1. Formulação Analítica

O CLF entre subsistemas acústicos i e j é dado por [7] [12] [25]:

$$\eta_{ij} = \frac{\tau c_0 A_w}{4\omega V_i} \quad (30)$$

onde c_0 é a velocidade do som no meio fluido de ambos os subsistemas, V_i é o volume do subsistema i , A_w é a área da partição entre os subsistemas e τ é a sua transmissibilidade, dada por [25]:

$$\tau = \left(\frac{2\rho_0 c_0}{\omega \rho} \right)^2 \frac{\omega_c \sigma^2}{\omega \eta_{tot}} \quad (31)$$

onde ω_c , σ , ρ e η_{tot} são, respectivamente, a frequência crítica, a eficiência de radiação a densidade por unidade de área e o amortecimento total da partição. $\rho_0 c_0$ é a impedância acústica do fluido, produto da sua densidade e velocidade do som.

A transmissibilidade τ também pode ser obtida através do Índice de Redução Sonora, R , parâmetro em decibéis representativo da perda por transmissão através de anteparas planas, amplamente estudado e documentado no domínio da acústica. A relação é dada por [7] [12]:

$$R = 10 \log \left(\frac{1}{\tau} \right) \quad (32)$$

3.1.2. Determinação Experimental

Um procedimento experimental proposto por Lyon [12] para determinação do CLF consiste basicamente na medição dos níveis de pressão sonora em decibéis (dB) dos subsistemas i e j , aplicando-se então a relação dada por:

$$10\log(\eta_{ij}) = L_j - L_i + 10\log(\eta_{j,s}) + 10\log\left(\frac{V_j}{V_i}\right) \quad (33)$$

onde V_i e V_j são os volumes e L_i e L_j os níveis de pressão sonora medidos dos subsistemas. $\eta_{j,s}$ é o fator de amortecimento do subsistema j , obtido por (11) (ver item 2.3.3). É recomendado que a diferença entre L_i e L_j seja de pelo menos 10 dB, para assegurar a hipótese de que toda a potência transmitida é dissipada pelo subsistema j .

3.2. Acoplamento Estrutural – Acústico

O acoplamento entre uma estrutura vibrante e sua radiação acústica ao volume adjacente, exemplificado pela Figura 13, é comumente expressado pela eficiência de radiação média, σ , desta estrutura interagindo com um fluido infinito. Esta aproximação é válida acima de uma frequência limite, f_l , função da frequência crítica f_c da estrutura. Abaixo da frequência limite, passa a ser necessário o cálculo dos CLF modo a modo, e eles passam a depender fortemente dos detalhes da geometria em questão, tornando-se um estudo altamente especializado [12]. Com isso, este trabalho abordará somente o caso em que $f_l > f_c$.

Finalmente, ressalta-se que o acoplamento entre um volume de ar em “forma de caixa” e um painel plano radiante é representativo da maior parte dos casos nos quais este trabalho tem foco; neste caso, f_l é a frequência do primeiro modo de vibração do painel, doravante referida por f_{11} . Geometrias diferentes (como em formas cilíndricas, comuns na indústria aeroespacial) tem diferentes cálculos para os parâmetros supracitados e não são abordados.

3.2.1. Formulação Analítica

O primeiro passo da determinação do CLF Estrutural – Acústico consiste então no cálculo da frequência limite, f_l , entre o subsistema estrutural i (painel) e o subsistema acústico j (volume de ar), dada por [25]:

$$f_{11} = \frac{c_0^2}{4f_c} \left(\frac{1}{l_1^2} + \frac{1}{l_2^2} \right) \quad (34)$$

onde c_0 é a velocidade do som no meio do subsistema j , o painel tem dimensões l_1 e l_2 e f_c é a frequência crítica do painel, dada por [25]:

$$f_c = \frac{c_0^2}{1.8c_L t} \quad (35)$$

Sendo t a espessura do painel e c_L a velocidade de propagação de uma onda longitudinal no painel. Acima de f_{11} , então, η_{ij} é dado por [7] [12] [25]:

$$\eta_{ij} = \frac{\sigma}{\omega M_s} \quad (36)$$

onde, M_s é a massa do subsistema estrutural. σ pode ser calculado então como proposto por Johansson [25] e apresentado nas equações e quadros a seguir:

$$\sigma_1 = \frac{1}{\sqrt{1 - f_c/f}} \quad (37)$$

$$\sigma_2 = 4l_1 l_2 \left(\frac{f}{c_0} \right)^2 \quad (38)$$

$$\sigma_3 = \sqrt{\frac{2\pi f(l_1 + l_2)}{16c_0}} \quad (39)$$

If $f_{11} \leq f_c/2$ then:

$$\sigma = \sigma_1 \quad f \geq f_c$$

$$\sigma = \frac{2(l_1+l_2)}{l_1 l_2} \frac{c_0}{f_c} \delta_1 + \delta_2 \quad f < f_c$$

$$\text{Where } \delta_1 = \frac{(1-\lambda^2) \ln \frac{1+\lambda}{1-\lambda} + 2\lambda}{4\pi^2 (1-\lambda^2)^{1.5}}$$

$$\text{with } \lambda = \sqrt{\frac{f}{f_c}}$$

$$\text{and } \delta_2 = 0 \quad f > f_c/2$$

$$\delta_2 = \frac{8c_0^2(1-2\lambda^2)}{f_c^2 \pi^4 l_1 l_2 \lambda \sqrt{1-\lambda^2}} \quad f \leq f_c/2$$

$$\sigma = \sigma_2 \quad \left\{ \begin{array}{l} f < f_{11} < f_c/2 \\ \text{and} \\ \sigma > \sigma_2 \end{array} \right.$$

$$\sigma \leq 2.0$$

Figura 15: Eficiência de radiação para $f_{11} < f_c/2$.

Fonte: [25]

If $f_{11} > f_c/2$ then:

$$\sigma = \sigma_2 \quad f < f_c \text{ and } \sigma_2 < \sigma_3$$

$$\sigma = \sigma_1 \quad f > f_c \text{ and } \sigma_1 < \sigma_3$$

$$\text{else: } \sigma = \sigma_3$$

$$\sigma \leq 2.0$$

Figura 16: Eficiência de radiação para $f_{11} > f_c/2$.

Fonte: [25]

3.3. Acoplamento Estrutural – Estrutural

A classe Estrutural – Estrutural é a mais comum nos acoplamentos entre subsistemas na maioria das aplicações e, devido aos diversos tipos de estruturas e métodos de conexão existentes, torna-se também a mais vasta e complexa de ser avaliada [10] [12].

Existem uma série de métodos para determinação dos CLF estruturais, desde junções simples entre elementos básicos, como mostrado pela Figura 14 entre placas planas, até geometrias complexas aonde formulações analíticas e até mesmo métodos experimentais são inviáveis ou impossíveis. Este item abordará os principais métodos em função dos acoplamentos mais comuns entre subsistemas i e j , sendo os principais grupos:

- Estruturas com conexão pontual
- Junções entre placas planas
- Junções entre placas e vigas
- Estruturas com conexões complexas

Considera-se neste item que o subsistema j é o receptor e o subsistema i emissor da potência transmitida.

3.3.1. Formulações Analíticas

A formulação analítica dos CLF é possível para algumas formas simples de junção estrutural, e geralmente usa modelos de junções infinitas como aproximação de suas contrapartes finitas [7]. É necessária a determinação da transmissibilidade, τ_{ij} , definida de forma geral como a razão entre a potência transmitida e a de entrada, como mostrado pela equação a seguir [7] [12]:

$$\tau_{ij} = \frac{\Pi_{ij}}{\Pi_{i,in}} \quad (40)$$

O CLF então é calculado através da seguinte equação [7]:

$$\eta_{ij} = \frac{c_i L}{2\omega S_i} \tau_{ij} \quad (41)$$

Plunt [7] afirma que a relação de reciprocidade $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ é válida apenas para incidência normal de ondas nas junções. Para incidência aleatória, a relação é dada por $k_i \tau_{ij} = k_j \tau_{ji}$ [37].

Quanto ao cálculo da transmissibilidade em si, para a junção linear entre uma placa semi-infinita i e uma placa infinita j , ambas de mesma espessura, Lyon [12] apresenta as seguintes relações:

$$\tau_{ij} = \frac{8}{27} \quad (42)$$

$$\tau_{ij} = \frac{D_i}{D_j} \quad (43)$$

onde D_i e D_j são a rigidez de flexão de cada placa. (42) é válida para placas de igual rigidez, enquanto (43) para placa j muito mais rígida do que a placa i . Este tipo de acoplamento é ilustrado pela Figura 20 (ver item 3.3.2).

Para painéis de mesma espessura separados por uma viga, como ilustrado pela Figura 21 (ver item 3.3.2), τ_{ij} pode ser calculado por [12]:

$$\tau_{ij} = 2 \frac{\kappa_p c_p m_p}{c_{fB} m_B} \left(1 + 64 \frac{m_p c_{fp}}{\omega m_B} \right) \quad (44)$$

onde κ_p , c_p e m_p são, respectivamente para a placa i , o seu raio de giração de seção transversal, a sua velocidade de onda longitudinal e a massa por unidade de área; c_{fp} e c_{fB} são as velocidades de onda de flexão para a placa i e para a viga, respectivamente, e m_B é a massa linear da viga.

Para uma viga p (subsistema i) engastada perpendicularmente a um painel B (subsistema j), como mostrado pela Figura 17, tendo ambos a mesma espessura e material, o CLF é dado pela largura w e comprimento l da viga, através da seguinte equação [12]:

$$\eta_{ij} = \frac{w}{4l} \quad (45)$$

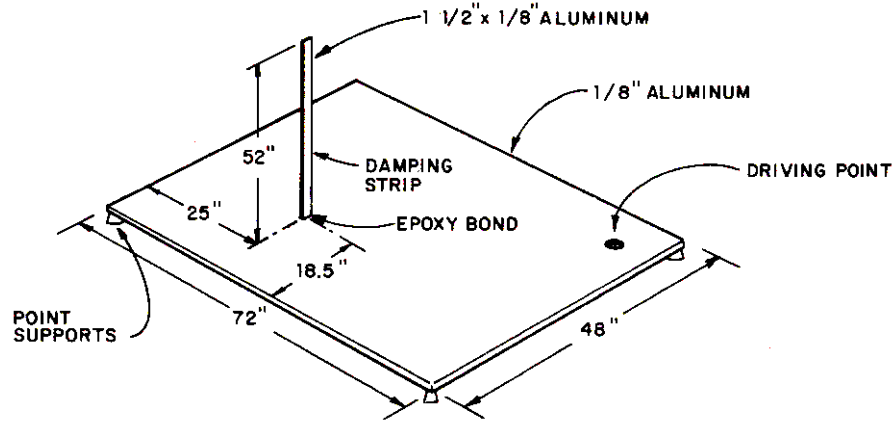


Figura 17: Viga engastada perpendicularmente a uma placa.

Fonte: [12]

Caso o material ou espessura sejam distintos, a relação torna-se sensivelmente mais complicada, podendo ser calculada em função das impedâncias de ambos; este método é semelhante ao da determinação dos CLF através das funções de mobilidade, e será retomado no item 3.3.3.

O CLF pode ser também calculado para uma viga p (subsistema i) conectada à borda de uma placa B (subsistema j), de forma coplanar, como mostra a Figura 19. A relação geral é uma função dos CLF para ondas flexurais e torcionais, envolvendo funções matriciais de impedância, mas pode ser simplificada para o caso em que o eixo da viga é perpendicular à linha de borda da placa, dado então por [12]:

$$\eta_{ij} = \delta f_B \left(\frac{\eta_{Bp}^{flex}}{\delta f_{flex}} + \frac{\eta_{Bp}^{tors}}{\delta f_{tors}} \right) \quad (46)$$

onde η_{Bp}^{flex} e η_{Bp}^{tors} são, respectivamente, os CLF para ondas flexurais e torcionais, e δf_{flex} e δf_{tors} são os espaçamentos médios das frequências entre modos flexurais e torcionais, respectivamente. O espaçamento médio para todos os tipos de modos, δf_B , é dado pela (47):

$$\delta f_B = \left(\frac{1}{\delta f_{flex}} + \frac{1}{\delta f_{tors}} \right)^{-1} \quad (47)$$

Lyon [12] não apresenta o método de cálculo dos CLF flexurais e torcionais, mas eles podem ser obtidos para este caso pela comparação apresentada na Figura 18. Nela são apresentadas curvas para ambos os CLF calculados e é interessante ressaltar a discrepância entre estes e os valores medidos, em frequências abaixo de 1kHz.

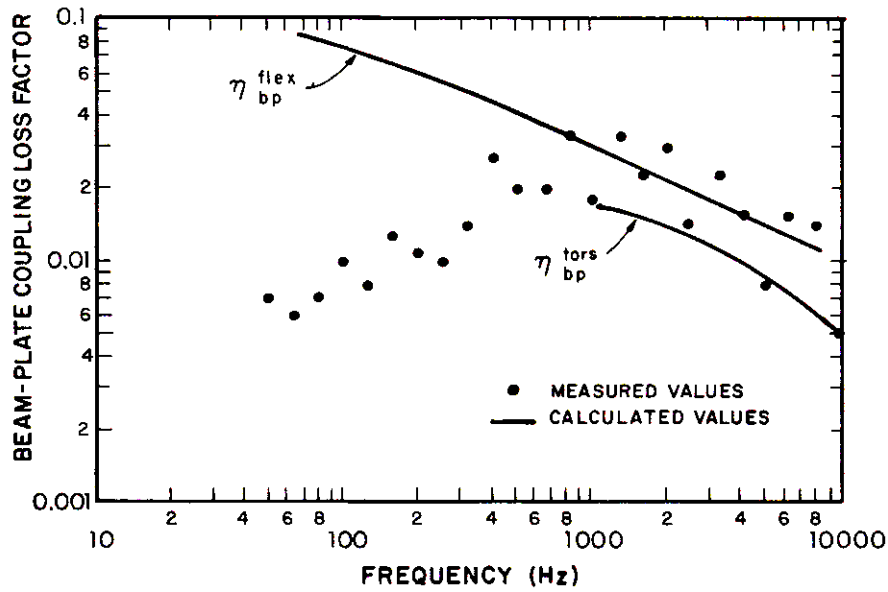


Figura 18: Comparação entre CLF flexurais e torcionais para a conexão da
Figura 19.

Fonte: [12]

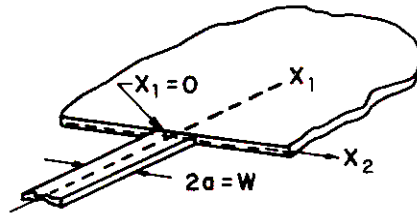


Figura 19: Viga conectada coplanarmente a uma placa.

Fonte: [12]

3.3.2. Determinação Experimental

Lyon [12] apresenta 3 casos distintos aonde são necessários métodos e condições diferentes para a estimativa do CLF experimentalmente.

No primeiro caso, j deve ter amortecimento η_j suficiente para que a energia transmitida seja dissipada antes de ser refletida de volta à junção, ou seja, deve ser válida a relação $\eta_j \gg \eta_i + \eta_{ij}$. Neste caso, a segunda metade desta relação representa a perda total de energia no subsistema j , η , que pode ser medido e o CLF obtido pela relação inversa dada por:

$$\eta_{ij} = \eta - \eta_i \quad (48)$$

A Figura 20 ilustra este procedimento realizado na junção de placas planas. Ressalta-se que a medição de η_i (nesta figura denominado η_1) é realizada antes da união entre as duas placas. Ainda, a Figura 20 mostra a comparação entre a transmissibilidade τ_{ij} obtida experimentalmente e sua correspondente analítica, τ_{th} . Percebe-se uma sensível variação ao longo do espectro, em torno de τ_{th} , e a absoluta divergência dos valores abaixo de aprox. 1kHz.

O segundo caso é compreendido por um subsistema j altamente amortecido e uma excitação em regime permanente inserida no subsistema i . A transmissibilidade τ_{ij} é relacionada diretamente às velocidades médias quadráticas em cada subsistema, através de (49). Com isso, é possível calcular o CLF por (41). A Figura 21 ilustra este caso com o exemplo de placas planas separadas por uma viga de seção retangular. Percebe-se que o subsistema j recebeu amortecimento através do aumento gradativo de espessura da placa na sua extremidade oposta à junta.

$$\tau_{ij} = 2 \frac{\overline{v_j^2}}{\overline{v_i^2}} \quad (49)$$

Finalmente, o terceiro caso consiste no de menor amortecimento para o subsistema j . η_j deve ser suficientemente alto, porém, para que a energia modal E_j seja sensivelmente menor do que E_i . Neste caso, o CLF é proporcional à diferença de energias modais, expressadas em função de suas velocidades médias quadráticas por:

$$\frac{M_j \overline{v_j^2}}{N_j} = \frac{M_i \overline{v_i^2}}{N_i} \frac{\eta_{ji}}{\eta_j + \eta_{ji}} \quad (50)$$

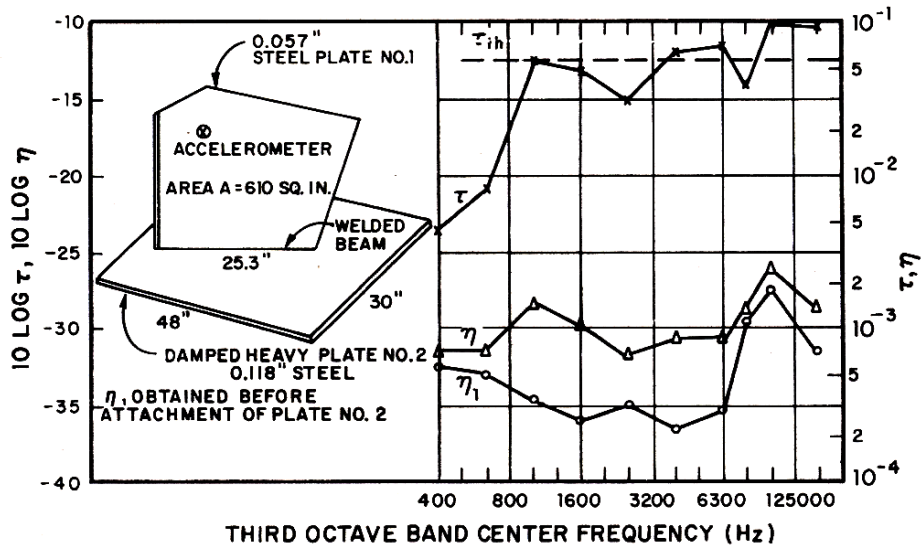


Figura 20: Experimento e resultados da determinação do CLF entre placas planas.

Fonte: [12]

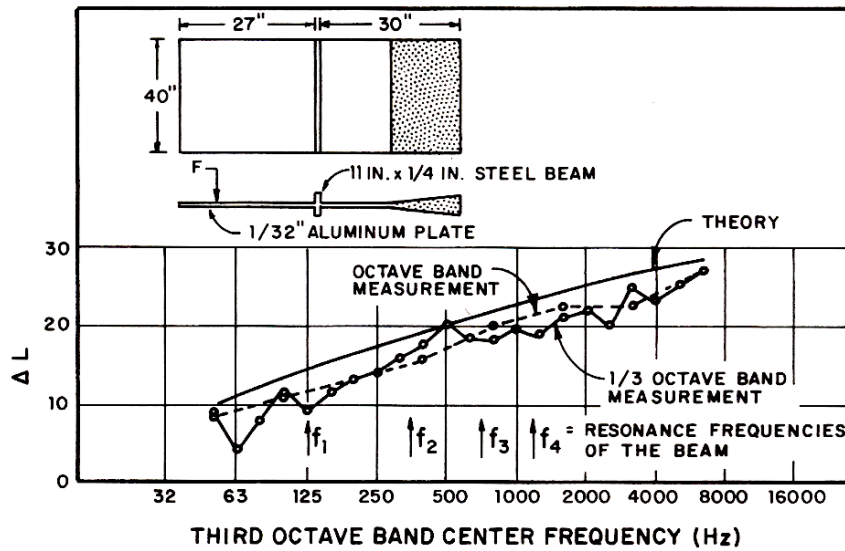


Figura 21: Experimento e resultados da determinação do CLF entre placas planas separadas por uma viga de seção retangular.

Fonte: [12]

3.3.3. Método das Mobilidades

No escopo da SEA, o *método das mobilidades* consiste na formulação do CLF através da modelagem do fluxo de potência na junção entre subsistemas e obtenção determinística das respostas baseadas nas mobilidades das estruturas referentes [18]. Estas mobilidades podem ser funções analíticas de parâmetros de estruturas teóricas, como as placas infinitas e vigas semi-infinitas do item 3.3.1, ou podem ser medidas para estruturas reais mais complexas [17].

As funções de mobilidade e impedância já foram introduzidas na definição das potências de entrada de um subsistema SEA, no item 2.3.6, porém ainda não formalmente definidas. Entende-se que, em sua forma geral, a função de mobilidade $Y_s(\omega)$ para um sistema mecânico é a razão das amplitudes complexas da velocidade de resposta e força atuante neste sistema [16], e a função de impedância $Z_s(\omega)$ é o inverso desta relação, como mostra a seguinte equação.

$$Y_s(\omega) = \frac{1}{Z_s(\omega)} = \frac{V(\omega)}{F(\omega)} \quad (51)$$

Uma relação geral para os CLF em função das mobilidades é obtida a partir de (24). Se considerarmos (28) no domínio da frequência, com ambas temos que:

$$\Pi_{ij} = \omega \left(\eta_{ij} m_i |V_i|^2 - \eta_{ji} m_j |V_j|^2 \right) \quad (52)$$

O fluxo de potência entre s subsistemas i e j pode ser também descrito em função de suas mobilidades, como mostra a seguinte equação [16] [17]:

$$\Pi_{ij} = V_j^2 \frac{\text{Re}(Y_j)}{|Y_i + Y_j|^2} - V_i^2 \frac{\text{Re}(Y_i)}{|Y_i + Y_j|^2} \quad (53)$$

Combinando (52) com (53), podemos obter então uma relação para os CLF e mobilidades [16] [17]:

$$\eta_{ij} = \frac{1}{\omega m_i} \frac{\text{Re}(Y_j)}{|Y_i + Y_j|^2} \quad (54)$$

$$\eta_{ji} = \frac{1}{\omega m_j} \frac{\text{Re}\{Y_i\}}{|Y_i + Y_j|^2} \quad (55)$$

Cacciolati [17], em experimento esboçado na Figura 22, usa (54) e (55) para obter os CLF entre as placas I e II apresentados na Figura 23, através da medição das mobilidades desacopladas de ambas as placas, como exemplificadas na Figura 24.

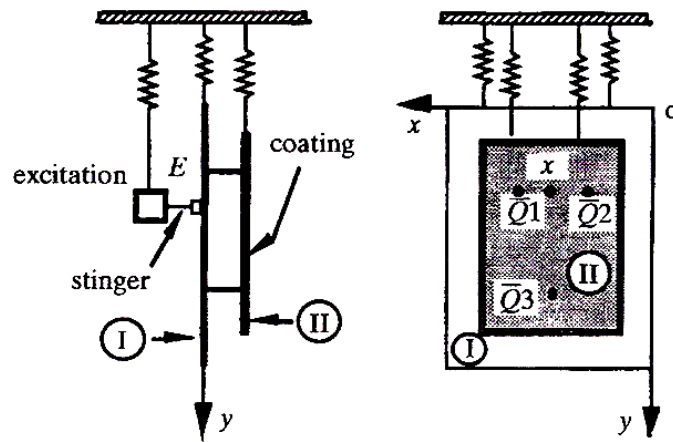


Figura 22: Esquema de experimento para determinação dos CLF entre placas ligadas por 3 conexões rígidas.

Fonte: [17]

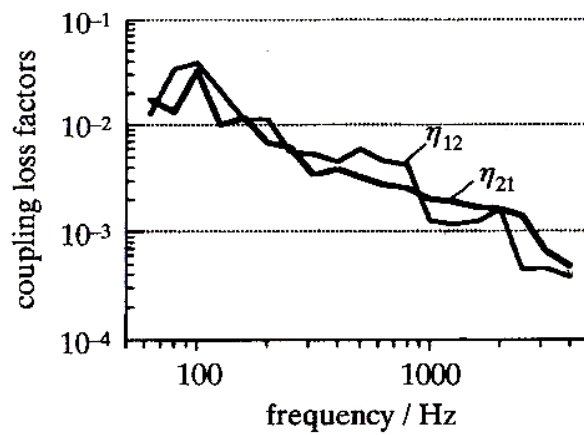


Figura 23: CLFs obtidos pelo experimento mostrado na Figura 22.

Fonte: [17]

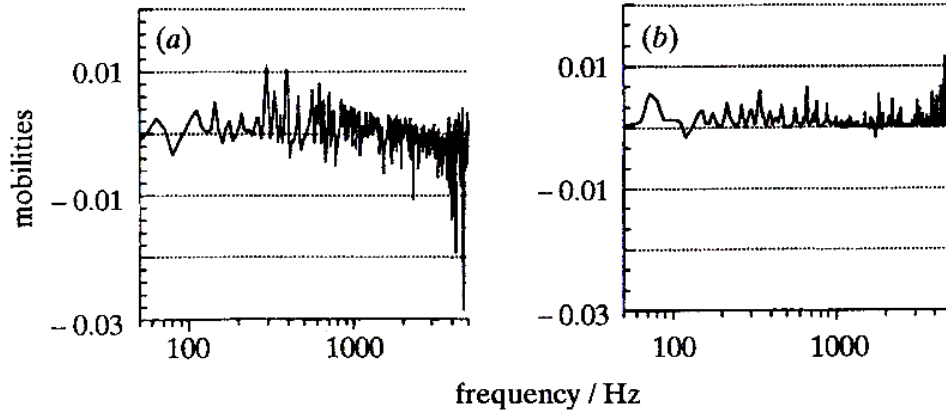


Figura 24: Parte real (a) e imaginária (b) da mobilidade medida para obtenção dos CLF mostrados na Figura 23.

Fonte: [17]

Lyon [12] também introduz este tipo de formulação quando relaciona os CLF às impedâncias na junção de algumas estruturas. Ele aponta ainda que a formulação destas impedâncias é amplamente conhecida e pode ser usada para diferentes casos, indicando referências.

No item 3.3.1 foi mostrado como calcular o CLF para uma viga engastada em um painel, por (45), e apontado que em casos mais complexos o CLF poderia ser dado por uma função das impedâncias na junção de ambos. Esta relação é mostrada por [12]:

$$\eta_{ij} = \frac{(2\rho_B \kappa_B c_B S_B)^2}{\omega M_B} \operatorname{Re}(Z_p^{-1}) \left| \frac{Z_p}{(Z_p + Z_B)} \right|^2 \quad (56)$$

Onde Z_p e Z_B são as impedâncias de, respectivamente, uma placa infinita e uma viga semi-infinita, dadas por:

$$Z_B = \frac{\rho_B \kappa_B^2 \kappa_{fB} c_B^2 S_B (1 + i)}{\omega} \quad (57)$$

$$Z_p = \frac{\omega(1 + i\Gamma)}{16\rho_S \kappa_p^2 c_p^2} \quad (58)$$

3.3.4. Método dos Elementos Finitos (FEM)

O FEM é um método numérico desenvolvido para solucionar problemas formulados através dos princípios da Mecânica do Contínuo, com a discretização do domínio e solução da forma variacional das equações que regem o problema. De forma semelhante à SEA, o método nasceu próximo à década de 60 com a pesquisa realizada pela indústria aeroespacial na obtenção de estruturas mais leves. A aplicação do FEM na engenharia é amplamente estabelecida, especialmente no campo estrutural, não sendo o foco deste trabalho discutir sua teoria e precisão. Referências indicadas neste aspecto são os fundamentais livros de Rao [38] e Hughes [39].

No escopo deste trabalho, o FEM é apresentado na determinação dos CLF entre subsistemas estruturais. Cabe ser ressaltado, ainda, que é possível também se valer do método na obtenção de CLF entre subsistemas estruturais e acústicos, tarefa já realizada por alguns pacotes de SEA comerciais [31].

A determinação dos CLF através do FEM constitui-se, fundamentalmente, do uso do método numérico para obtenção de um determinado tipo de resposta de um conjunto de subsistemas, e no uso desta resposta para cálculo do CLF dada uma formulação específica. Porém, a SEA trata seus parâmetros de forma estatística enquanto o FEM os soluciona de forma aproximada, dentro de uma margem de erro aceitável. Com isto, ressalvas comuns aos vários trabalhos realizados desta forma são:

- Respostas pontuais individuais determinadas pelo FEM não são suficientes na determinação dos CLF. É necessária a obtenção da resposta em vários pontos da estrutura estudada, e o CLF deve ser obtido através de uma média entre estes pontos;
- A variação dos parâmetros obtidos pelo FEM na frequência pode conter erros consideráveis, portanto é sugerida a determinação de CLF globais através da *média espectral* dos parâmetros obtidos;
- As bandas de frequências consideradas na determinação dos parâmetros devem ser idealmente de alta densidade modal;
- Idealmente, as condições do modelo em FEM (como, por exemplo, dimensões, materiais e condições de contorno) devem ser variadas de forma que se obtenha uma *média de conjunto* para a determinação de um CLF específico;
- É necessária atenção com a aplicabilidade do FEM em “altas frequências”,

onde a densidade da malha usada pode não ser suficiente para a correta determinação das respostas.

Guardadas estas considerações, Simmons [19] formulou o CLF entre duas placas planas i e j , em qualquer tipo de acoplamento, em função das médias espectrais e de conjunto das suas energias totais, através de:

$$\eta_{ij} = \frac{n_j}{n_i} \frac{\eta_j}{\left(\frac{n_j \langle E_{i,\Delta\omega} \rangle}{n_i \langle E_{j,\Delta\omega} \rangle} - 1 \right)} \quad (59)$$

Onde n_j/n_i é uma aproximação da razão de densidades modais entre as placas e η_j é o Coeficiente de Perda por Amortecimento da placa j e $\langle E_{i,\Delta\omega} \rangle$ e $\langle E_{j,\Delta\omega} \rangle$ são as energias totais médias na faixa de frequências $\Delta\omega$ para o conjunto representativo de placas. Estas energias são obtidas para cada frequência ω através dos deslocamentos calculados pelo FEM para N pontos homogeneamente distribuídos por:

$$\langle E_i \rangle = \sum_{n=1}^N m_{nj}'' \omega^2 p_{nj}^2 S_{nj} \quad (60)$$

Onde S_{nj} é a área de cada elemento de malha que concentra uma densidade de massa m_{nj}'' em um ponto n , e p_n é o deslocamento calculado para cada ponto.

Simmons ressalta ainda que, devido à boa concordância entre as médias para os resultados experimentais e numéricos para as razões de energia entre placas para uma determinada configuração de teste, como mostrado pela Figura 25 e Figura 26, Simmons sugere a ampliação desta metodologia para arranjos estruturais mais complexos.

Sardá [20] realiza um procedimento semelhante ao de Simmons em seu trabalho na determinação dos CLF entre placas reforçadas por vigas, mostradas na Figura 27. Porém, neste caso as energias são determinadas através de (28), com a obtenção das velocidades médias quadráticas pelo FEM.

Ainda, Sardá também calcula os CLF através da potência total transmitida através da linha de conexão entre as duas placas mostradas na Figura 27, utilizando-se das equações a seguir:

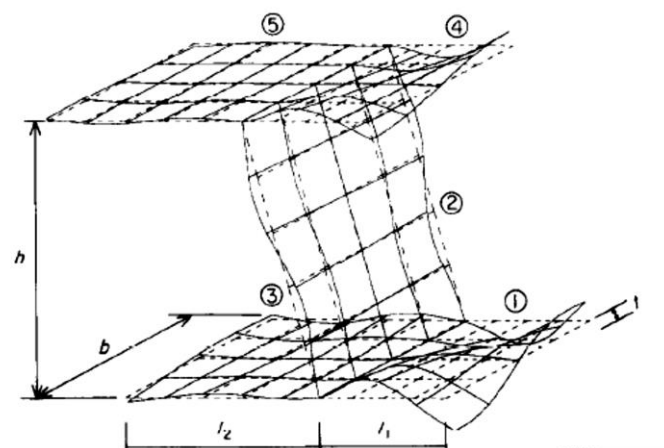


Figura 25: Arranjo entre placas em “H” para determinação dos CLF.

Fonte: [19]

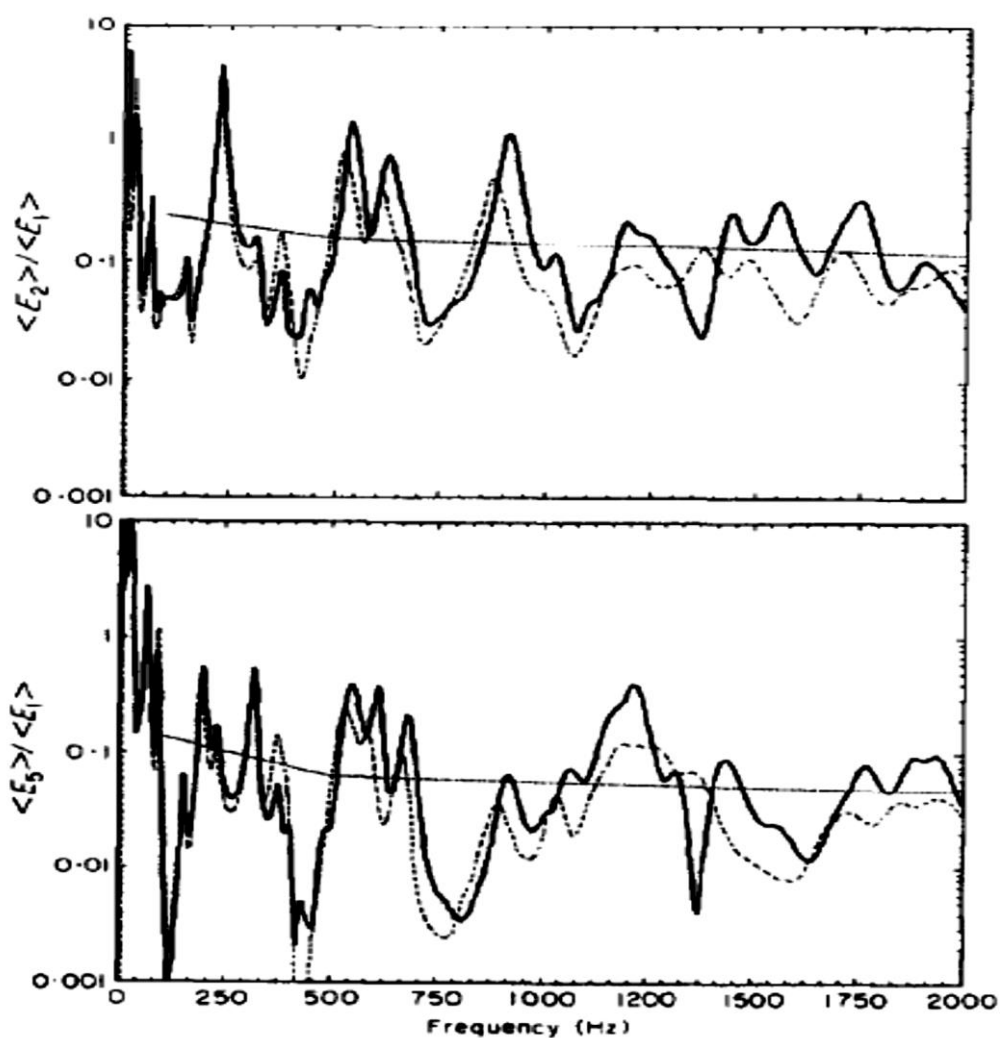


Figura 26: Razão de energias entre as placas 1 e 2 ou 1 e 5, medida experimentalmente (linha sólida), calculada pelo FEM (linha tracejada) e obtida analiticamente pela SEA (linha pontilhada).

Fonte: [19]

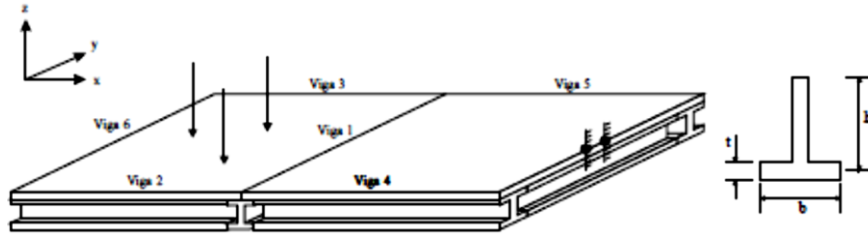


Figura 27: Arranjo entre placas apoiadas em vigas para determinação dos CLF pelo FEM.

Fonte: [20]

$$\eta_{ij} = \frac{n_j \Pi_{ij,tot}}{\omega(n_j E_i - n_i E_j)} \quad (61)$$

$$\Pi_{ij,tot} = \sum \Pi_{ij,k} \quad (62)$$

$$\Pi_{ij,k} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} Re\{M_i \dot{\theta}_i\} \quad (63)$$

$$\Pi_{ij,k} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} Re\{F_i v_i\} \quad (64)$$

Onde M_i podem ser momentos fletores e torçores e F_i podem ser esforços cortantes e longitudinais. O método utilizando as potências transmitidas e energias de cada subsistema foram comparados e apresentaram resultados quase idênticos, como mostra a Figura 28.

No trabalho de Maxit e Guyader [22] [23] os CLF entre dois subsistemas i e j são determinados pelos seus parâmetros modais desacoplados, calculados através da denominada Formulação Modal Dual, onde os subsistemas recebem condições de contorno específicas e a região de acoplamento deve ser descrita para ambos, pelo deslocamentos modais do subsistema i e forças modais do subsistema j . A teoria desta formulação é apresentada em [22], e a Figura 29 ilustra a descrição acima.

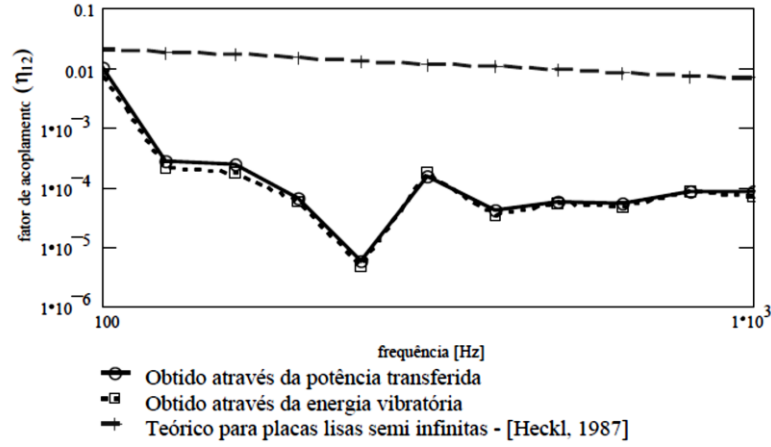


Figura 28: Comparação entre os CLF obtidos por diferentes métodos.

Fonte: [20]

Nesta formulação, o CLF entre os subsistemas é dado pela equação a seguir, para o modo p do subsistema i e modo q do subsistema j , onde Δ_p^i e Δ_q^j são os amortecimentos modais, ω_p^i e ω_q^j são as frequências naturais dos modos, M_p^i e M_q^j são as massas modais, N_i e N_j são os números de modos dos subsistemas e W_{pq}^{ij} é denominado Trabalho Modal de Interação.

$$\eta_{ij} = \frac{1}{N_i \omega_q} \sum_{p=1}^{N_i} \sum_{q=1}^{N_j} \left[\frac{(W_{pq}^{ij})^2}{(\omega_p^i)^2 M_p^i M_q^j} \left(\frac{[\Delta_p^i (\omega_q^j)^2 + \Delta_q^j (\omega_p^i)^2]}{((\omega_p^i)^2 - (\omega_q^j)^2)^2 + (\Delta_p^i + \Delta_q^j) (\Delta_p^i (\omega_q^j)^2 + \Delta_q^j (\omega_p^i)^2)} \right) \right] \quad (65)$$

O Trabalho Modal de Interação W_{pq}^{ij} é dado por:

$$W_{pq}^{ij} = \sum_{k=1}^{N_c} \sum_{l=1}^6 \tilde{f}_{pl}^{ik} \tilde{u}_{ql}^{jk} \quad (66)$$

Onde $\tilde{f}_{pl}^{ik}$ são as forças ($k = 1, 2, 3$) e momentos ($k = 4, 5, 6$) e $\tilde{u}_{ql}^{jk}$ são os deslocamentos ($k = 1, 2, 3$) e rotações ($k = 4, 5, 6$) nos nós da superfície de acoplamento.

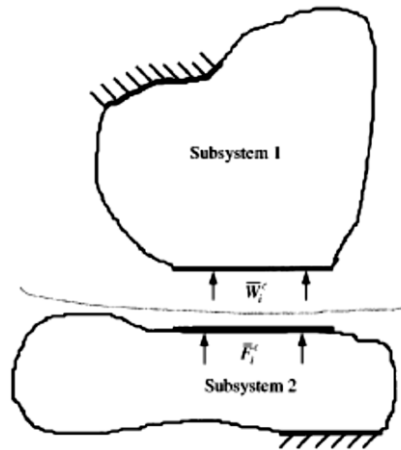


Figura 29: Definição dos subsistemas na Aproximação Modal Dual.

Fonte: [22]

Os coeficientes de (65) e (66) podem então ser obtidos, para estruturas complexas, através de um modelo em FEM para cada subsistema desacoplado, onde o subsistema i é representado com condições de contorno fixas nos pontos de acoplamento, de onde devem ser extraídos $\tilde{f}_{pl}^{ik}$ e o subsistema j permanece livre nos pontos de acoplamento (sem condições de contorno), de onde devem ser extraídos $\tilde{u}_{ql}^{jk}$.

A abordagem descrita acima é então validada para um exemplo semelhante ao de Simmons [19], ilustrado na Figura 30 e com resultados apresentados na Figura 31.

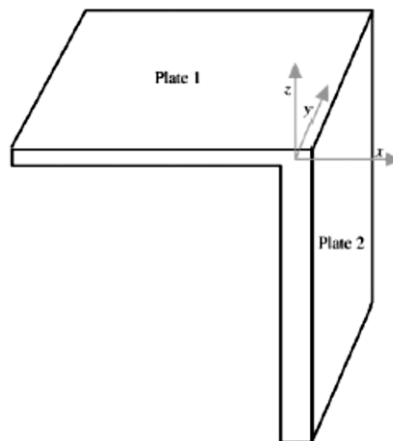


Figura 30: Exemplo para validação da abordagem pela formulação modal dual e FEM (CLF-DMF/FEM).

Fonte: [23]

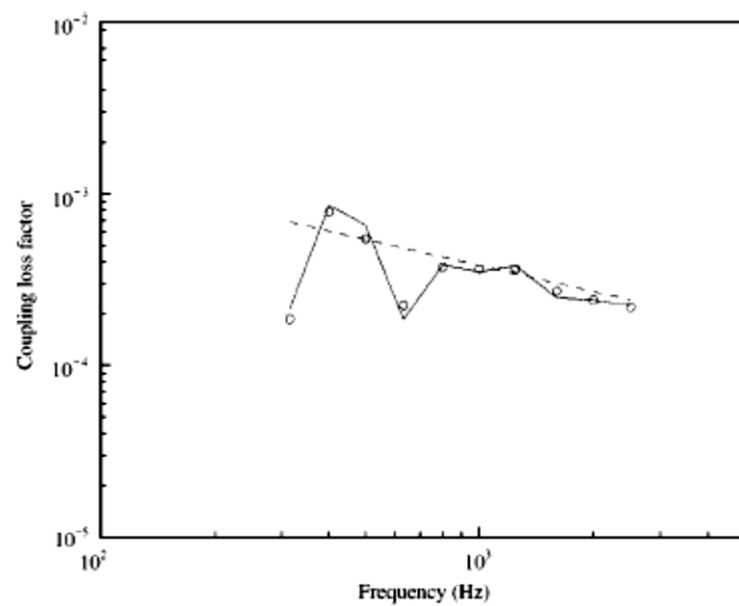


Figura 31: CLF calculados para o exemplo da Figura 30 pela CLF-DMF/FEM (sólido), SEA (pontos) e analítico (tracejado).

Fonte: [23]

4. Estudos de Casos

Foram realizadas duas etapas como estudos de aplicação prática do uso do FEM para determinação dos CLF. A primeira envolve a validação do sistema de simulação escolhido, aonde um modelo simples da literatura foi reanalisado e comparado com resultados conhecidos. Em seguida, uma estrutura real é estudada e seus CLF são obtidos. Esta estrutura foi escolhida com o intuito de ser representativa de sua classe, podendo servir tanto como referência no estudo de estruturas semelhantes quanto como base de dados para sua análise direta.

4.1. Procedimento

Em todos os casos, foi escolhido o método usado por Simmons [19] para determinação dos CLF, com parâmetros calculados por (59) e (60). Este método, apesar de computacionalmente mais caro, devido à necessidade da modelagem dos dois subsistemas acoplados, tem pós processamento dos resultados consideravelmente mais simples do que o método Dual Modal de Maxit [22]. Ainda, a obtenção das amplitudes quadráticas dos deslocamentos nodais é mais direta no sistema escolhido para a simulação, portanto o método de Sardá [20] foi desconsiderado.

Para todas as análises foi usado o sistema de FEM para estruturas *offshore* Sesam [40], da DNV GL, através do gestor de aplicativos Manager, pré-processador GeniE, solver Sestra e pós-processador Xtract. Foram realizadas análises de vibrações livres usando o método Implicitly Restarted Multifront Lanczos, recomendado pelo desenvolvedor como método mais confiável e eficiente para análises diretas aonde se espera encontrar todos os modos de um dado intervalo de frequências, e análises de vibrações forçadas no domínio da frequência, por Superposição Modal, para todos os modos encontrados pela primeira análise [41]. As cargas foram pontuais, unitárias, harmônicas, ressonantes em cada modo e aplicadas simultaneamente em cada caso.

De acordo com cada caso, foram usadas malhas de elementos finitos de viga e casca. A frequência máxima ideal de estudo dada uma densidade de malha, para cada um dos casos, foi calculada de acordo com (67) e (68) para chapas e (69) para vigas, em função das velocidades de ondas de flexão nestas estruturas e da relação de 6 elementos finitos de primeira ordem por meio comprimento de onda, como aponta Gouveia [21].

$$f = \frac{1,8c_1 h}{(12t)^2} \quad (67)$$

$$c_1 = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \nu^2)}} \quad (68)$$

$$f = \sqrt{\frac{EI}{\rho A \left(\frac{12t}{2\pi}\right)^4}} \frac{1}{2\pi} \quad (69)$$

Onde t é a dimensão característica do elemento finito considerado (viga ou casca), h é a espessura da chapa, E é o módulo de elasticidade do material considerado, ρ é a sua massa específica, ν seu Coeficiente de Poisson, I o momento de inércia da viga e A sua área total de seção transversal.

Cabe ser ressaltado que Simmons [19] indica o uso de no mínimo 4 nós por comprimento de onda para sumprimir os erros da obtenção da média energética $\langle E_i \rangle$. Esta condição é menos restritiva do que a anterior, então foi usada descrição na aceitação de condições intermediárias.

Finalmente, devido ao grande volume de dados a ser calculado, foram criadas rotinas em Fortran capazes de extrair as amplitudes de deslocamento nos nós das listagens do Xtract e executar os cálculos associados a (59) e (60). Estas rotinas, com denominação de raiz EM_FEM, são apresentadas no Anexo A – Rotinas e Arquivos do Fortran.

4.2. Validação

Como modelo de validação foi escolhido um dos exemplos de Simmons [19] mostrado pela Figura 32. As dimensões das chapas foram $b = 280 \text{ mm}$, $l = 320 \text{ mm}$, $h = 400 \text{ mm}$ e 3 mm de espessura para ambas. O amortecimento modal ξ foi mantido em 0,01 para todos os modos, enquanto o coeficiente de perda por amortecimento do sistema 2 foi dado por $\eta_2 = 2\xi$, de acordo com o trabalho de Simmons. As malhas foram geradas com elementos quadriláteros regulares de primeira ordem (4 nós por elemento) com cerca de

1 cm de comprimento (metade do comprimento mínimo necessário).

Para adequar os modelos ao experimento de Simmons, as análises foram realizadas até 2 kHz. As chapas foram inicialmente modeladas em L e engastadas pelos cantos superiores da chapa vertical, com uma força unitária aplicada no canto inferior da chapa horizontal, como mostra a Figura 33. A análise harmônica forçada foi realizada como já especificado.

Ainda, para o cálculo dos CLF, as placas foram também analisadas separadamente, para determinação das suas densidades modais por oitavas. Neste caso, elas foram simplesmente apoiadas, de acordo com o experimento de Simmons e como mostram os modelos conceituais² e FEM da Figura 33, Figura 34 e Figura 35. A

Tabela 1 mostra os números de modos obtidos por banda.

Tabela 1: Contagens modais por bandas obtidas pelo MEF para as chapas 1 e 2.

N	63	125	250	500	1000	2000
Chapa 1	0	3	1	6	10	12
Chapa 2	1	2	4	7	11	24

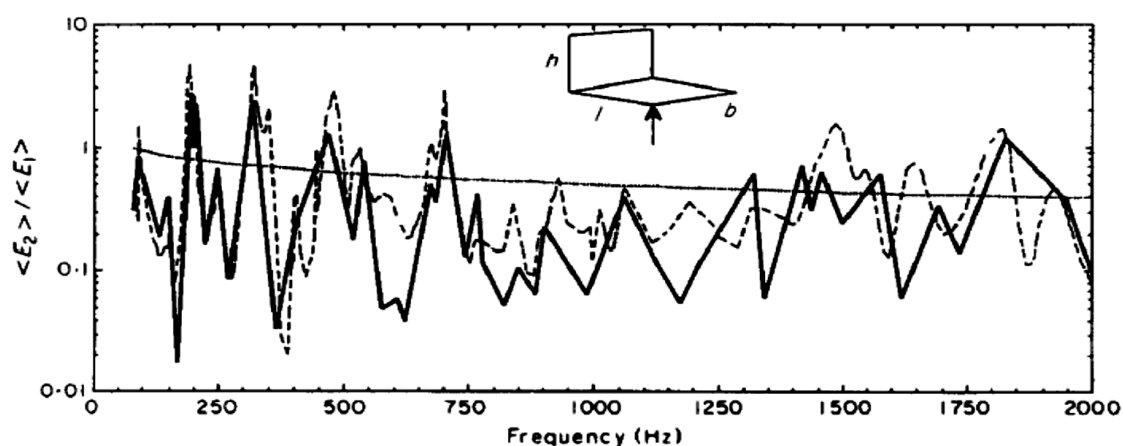


Figura 32: Razão de energias entre duas placas acopladas em L, medida experimentalmente (linha sólida), calculada pelo FEM (linha tracejada) e obtida analiticamente pela SEA (linha pontilhada).

Fonte: [19]

² No Sesam GeniE, o modelo chamado conceitual é um modelo paramétrico da geometria e propriedades da estrutura, que posteriormente gera outros modelos para análises específicas, como a malha de elementos finitos para análise estrutural em questão.

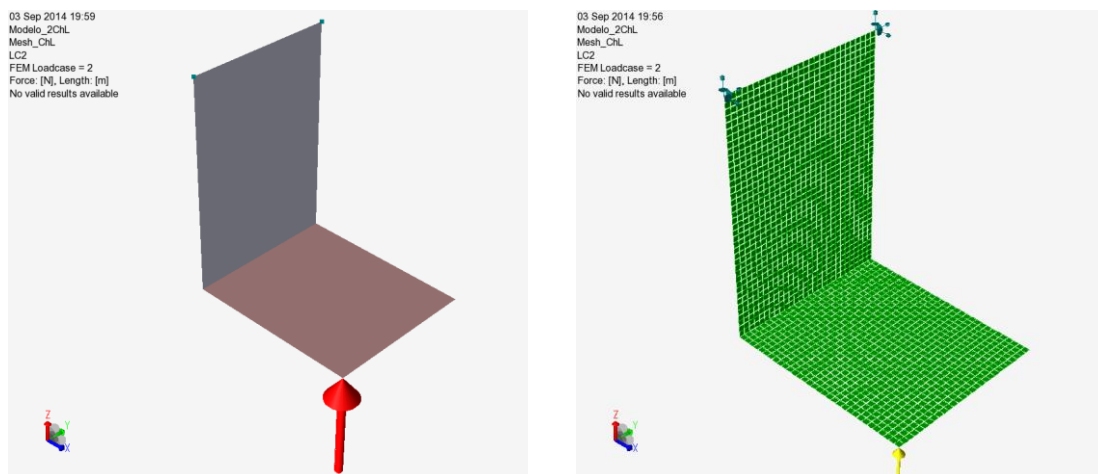


Figura 33: Modelo conceitual e FEM das chapas em L.

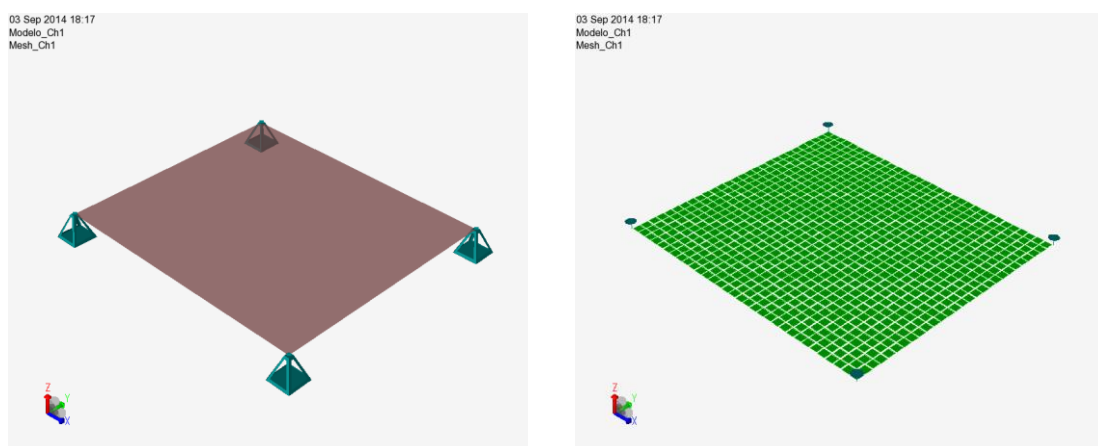


Figura 34: Modelo conceitual e FEM da Chapa 1.

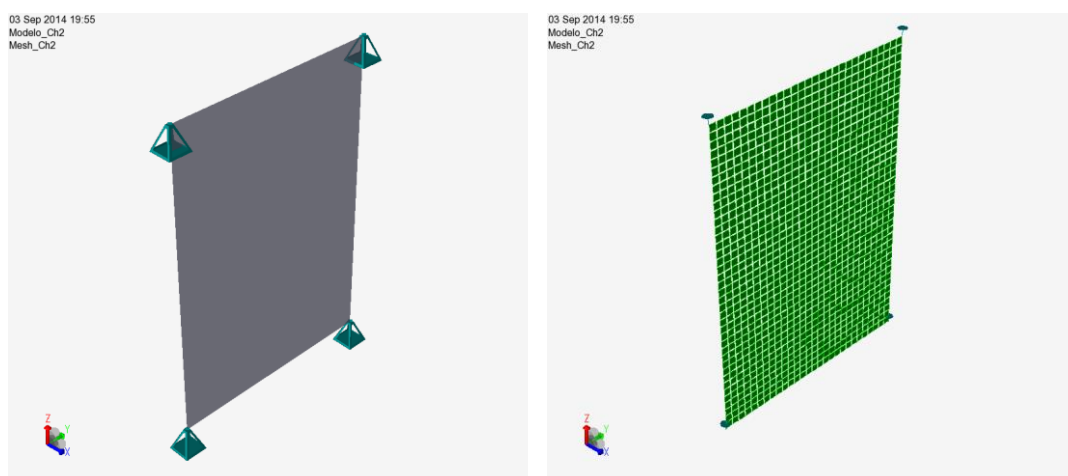


Figura 35: Modelo conceitual e FEM da Chapa 2.

As densidades modais de uma chapa deste tipo podem também ser estimadas analiticamente da seguinte forma [21]:

$$n(f) = \frac{A\sqrt{3}}{hc_1} \quad (70)$$

$$c_1 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (71)$$

Onde h é a espessura da chapa e A sua área total, E é o módulo de elasticidade do material considerado, ρ é a sua massa específica e c_1 a sua velocidade de ondas longitudinais.

Com o cálculo das densidades modais por oitavas foram obtidas as contagens modais listadas na Tabela 2, que podem ser comparadas com as da Tabela 1.

Tabela 2: Contagens modais por bandas obtidas analiticamente para as chapas 1 e 2.

N	63	125	250	500	1000	2000
Chapa 1	0	1	2	4	7	14
Chapa 2	1	1	2	4	9	18

Os dados principais foram então agrupados no arquivo de entrada *vsdp.ent*. A resposta da análise de resposta forçada por superposição realizada pelo Sestra é dada na forma da parte real, Re , e imaginária, Im , de um vetor complexo de resposta. O deslocamento $p_n(t)$ para cada nó então é dado por [41]:

$$p_n(t) = p_{n0}\cos(\omega t + \varphi) \quad (72)$$

Onde p_{n0} é a amplitude dada por:

$$p_{n0} = \sqrt{Re^2 + Im^2} \quad (73)$$

O resultado de interesse para (60) é a média temporal quadrática dos deslocamentos

nodais, $p_n(t)^2$, que neste caso então é dada por $p_{n0}^2/2$. A listagem das amplitudes dos deslocamentos para todos os modos e nós foram então extraídos do arquivo *vsxt.ent*, criado a partir do Xtract. Ambos os arquivos foram rodados em uma versão da rotina de Fortran supracitada denominada *EM_FEM_VS.for*, criada para realizar os cálculos de (59) e (60). A rotina por sua vez forneceu o arquivo de saída *vs.sai*. Exemplos de todos os arquivos e a rotina são apresentados no Anexo A – Rotinas e Arquivos do Fortran.

Do arquivo de saída foram extraídos dois grupos de dados: as razões de energia entre as chapas 1 e 2, bem como seus CLF resultantes. O primeiro grupo é mostrado no gráfico da Figura 36, e pode ser comparado com as razões obtidas por Simmons, mostradas na Figura 32. Os CLF não foram divulgados por Simmons em seu trabalho, mas são listados neste pela Tabela 3.

Tabela 3: CLF obtidos pela rotina EM_MEF_VS.

N	63	125	250	500	1000	2000
η_{12}	0.005224	0.032873	0.006554	0.009120	0.010757	0.022887

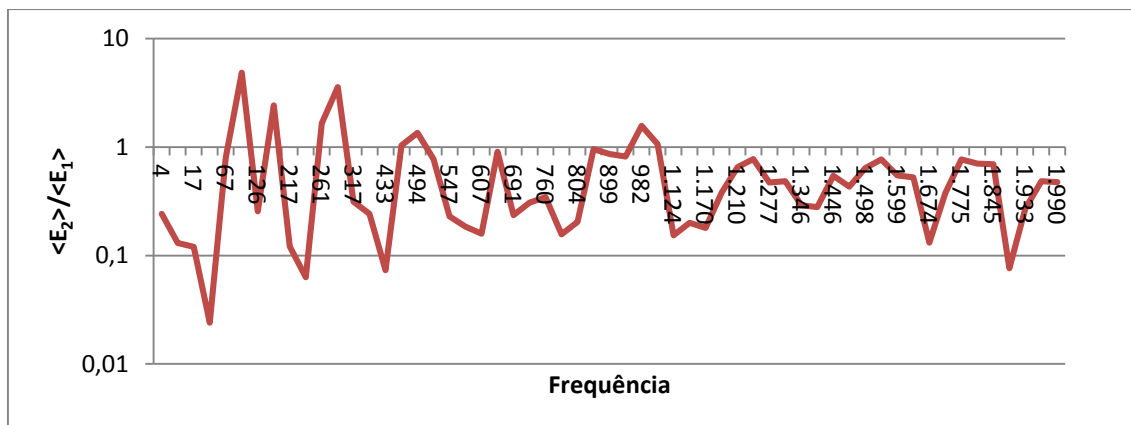


Figura 36: Razões de energia $\langle E_2 \rangle / \langle E_1 \rangle$ calculadas pelo Sestra e EM_MEF_VS.

4.3. Módulo de uma Plataforma FPSO

A estrutura real escolhida para estudo de caso foi a de um módulo da planta de processo de uma plataforma de petróleo do tipo FPSO atualmente em fase de projeto. Este tipo de estrutura é recorrente nas plataformas FPSO, como exemplifica a Figura 37, suportando a maior parte dos seus equipamentos vibratórios e transmitindo energia a áreas sensíveis, como por exemplo o convés de acomodações, problema ilustrado pela Figura

38. A Figura 39 mostra o modelo conceitual do Sesam GeniE para a estrutura citada, doravante chamada de *M06*, enquanto a Tabela 4 lista suas características básicas.

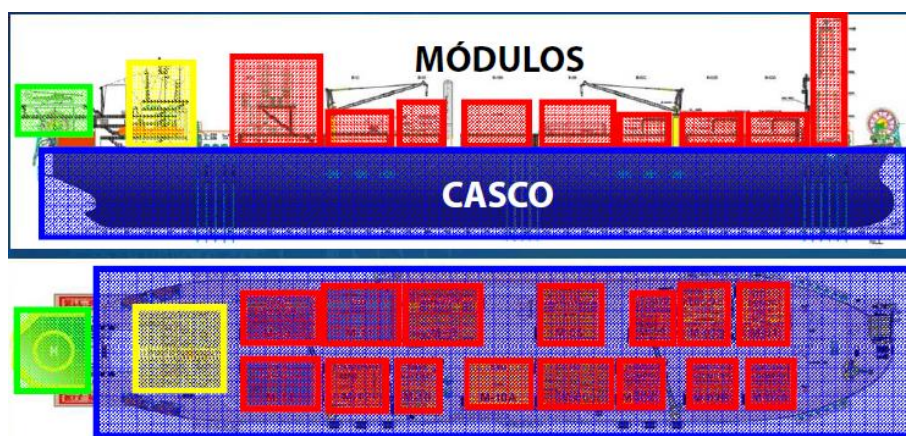


Figura 37: Distribuição dos módulos da planta de processo de uma plataforma FPSO.

Fonte: [42]

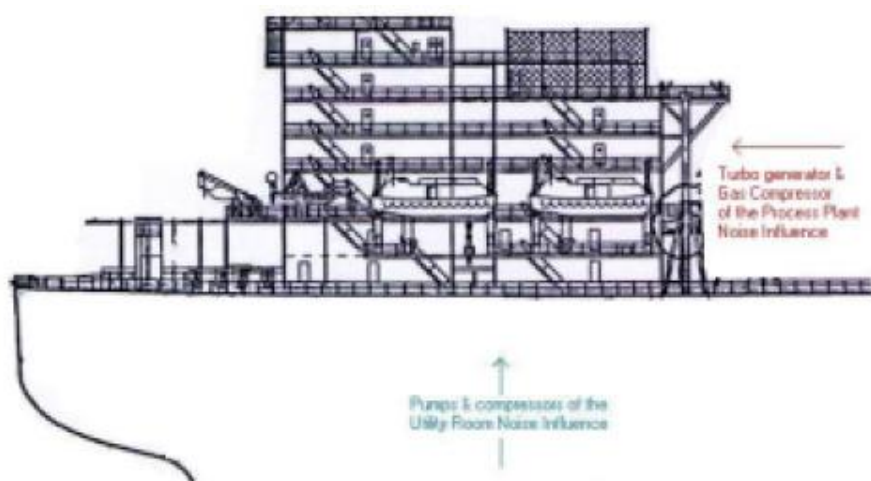


Figura 38: Ruído estrutural nas acomodações de uma plataforma FPSO.

Fonte: [11]

Tabela 4: Características básicas do M06.

Grandeza	Valor
Peso Total	~ 364 t
Altura	~ 18 m
Área em planta	~ 423 m ²



Figura 39: Modelo conceitual do M06.

A estrutura do M06 consiste basicamente de plataformas e colunas de sustentação. Esta configuração determinou a sua divisão em subsistemas. Os modelos a serem representados por cada subsistema foram então separados e avaliados independentemente. Após testes preliminares, foi concluído que o *hardware* usado para rodar as análises tinha capacidade máxima para uma combinação de aproximadamente 27 nós por modo (por exemplo, uma rodada máxima de 1000 modos em um modelo de 27.000 nós; a configuração do computador usado para as análises é apresentada no Anexo C – Configuração do Computador). Esta capacidade foi suficiente para todas as seções estruturais desacopladas, exceto para a estrutura do *pancake* (como é chamada a base de acoplamento do módulo com o convés), mostrada na Figura 40. Por sua complexidade e dimensões, o modelo com malha de 200 mm para esta estrutura gerou mais de 40.000 nós. Testes com malha mais grosseira (de até 350 mm) mostraram contagens modais de até 2200 modos em 250 Hz. Com isso, a memória do sistema não suportaria as rodadas e pós-processamento. Estas estruturas então foram excluídas das análises realizadas, consideradas então apenas como referência de apoio e recepção da potência vibratória das demais estruturas.

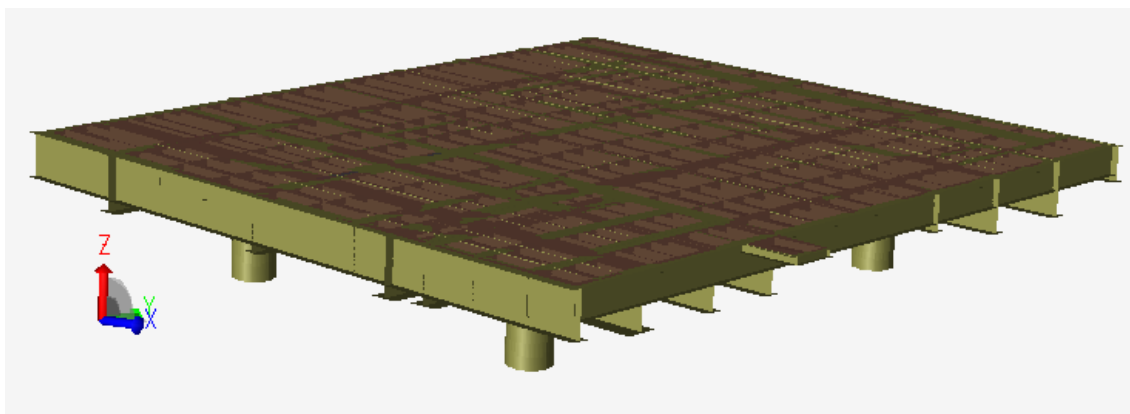


Figura 40: Modelo conceitual da estrutura do *pancake* e colunas inferiores do M06.

A divisão em subsistemas do M06 é então ilustrada pela Figura 41. Cada plataforma foi representada por um subsistema exclusivo, bem como cada conjunto de colunas que as conecta a outra plataforma ou ao *pancake*. Esta divisão gerou um total de 11 subsistemas conectados entre si como mostra o mapa da Figura 42. A Tabela 5 apresenta seus principais elementos construtivos. Os materiais usados foram o ASTM A131 AH36, AH40 e o API 5L x60.

Tabela 5: Elementos construtivos principais dos subsistemas do M06.

Subsistema	Elementos construtivos
1	Seções HP310x125, PS800x173, T141x9,5, W150x18, W200x46, Chapa de piso de 25 mm
2	Seções HP310x79, T141x9,5, W200x46, Chapa de piso de 25 mm
3	Seções HP310x125, PS800x173, T141x9,5, W150x18, W200x46, W610x174, Chapa de piso de 25 mm
4	Seções HP310x125, T141x9,5, W150x18, W360x10, Chapa de piso de 25 mm
5	Seções HP310x79, T141x9,5, W200x46, W610x174, Chapa de piso de 25 mm
6	Seções T141x9,5, W150x18, W200x46, Chapa de piso de 25 mm
7	Seções PS500x452, T219x12,7, W360x110
8	Seções PS500x452, HP310x79, T141x9,5
9	Seções T219x12,7, W200x46
10	Seções PS500x452, T219x12,7, W360x110

Subsistema	Elementos construtivos
11	Seções W200x46

14 Sep 2014 16:24
m06
FVA_S1

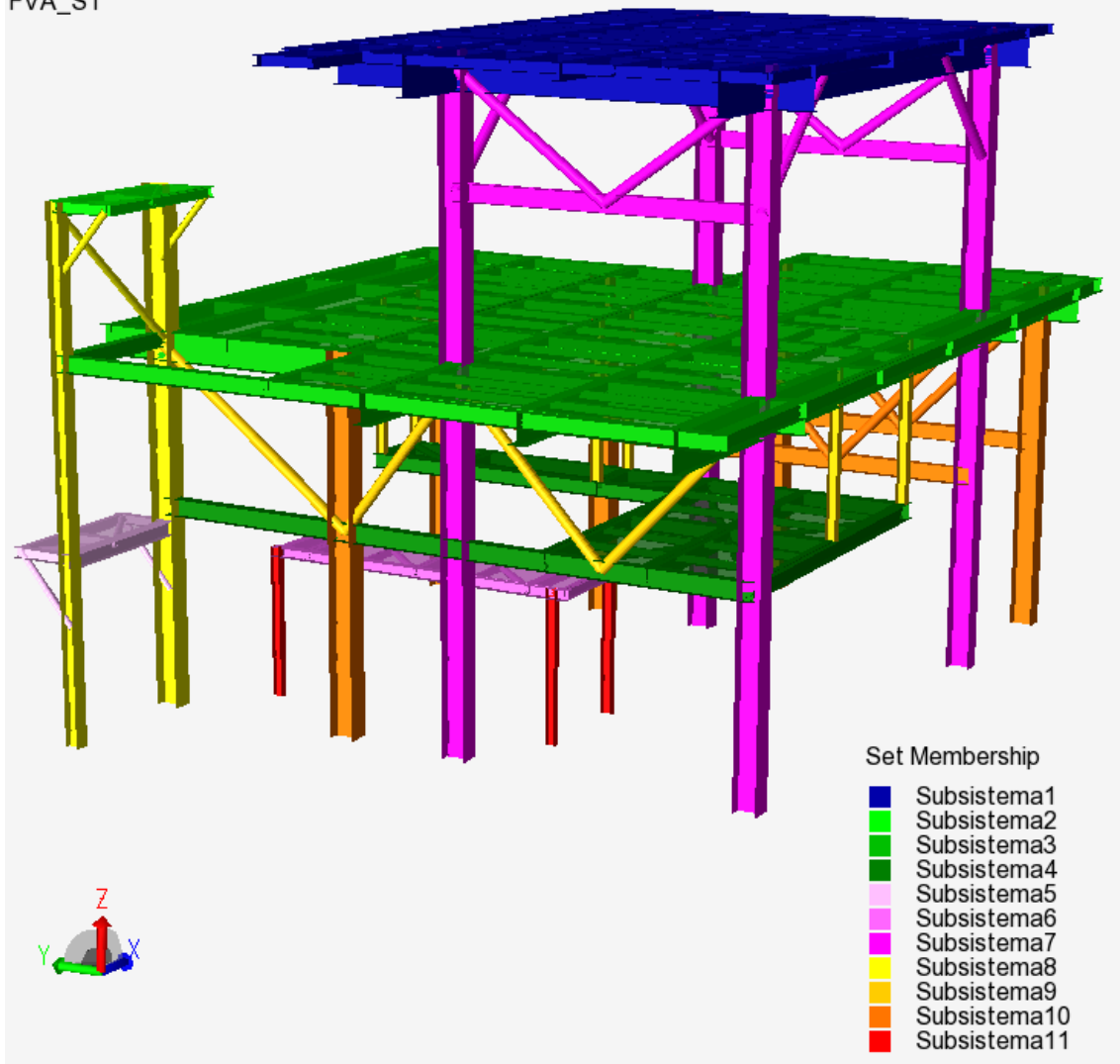


Figura 41: Divisão do M06 em subsistemas.

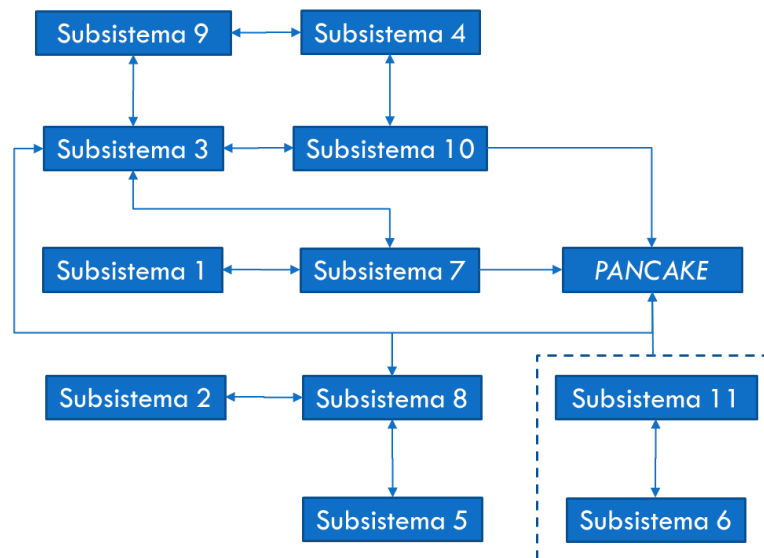


Figura 42: Mapa de conexões entre os subsistemas representativos do M06.

Estes subsistemas foram, em uma primeira etapa, analisados separadamente, para determinação das suas densidades modais independentes. Modelos FEM foram construídos então para cada um deles, com condições de contorno fixas representando seus pontos de conexão com outros subsistemas, como exemplifica a Figura 43.

O cálculo das energias modais por (60) é válido para elementos finitos de casca, portanto todas os elementos conceituais de coluna foram convertidos para chapas conceituais, gerando malhas em elementos finitos de casca. Isto também proporcionou maior precisão na estimativa das densidades modais, já que são levados em conta os modos das abas, como discutiu Sardá [20].

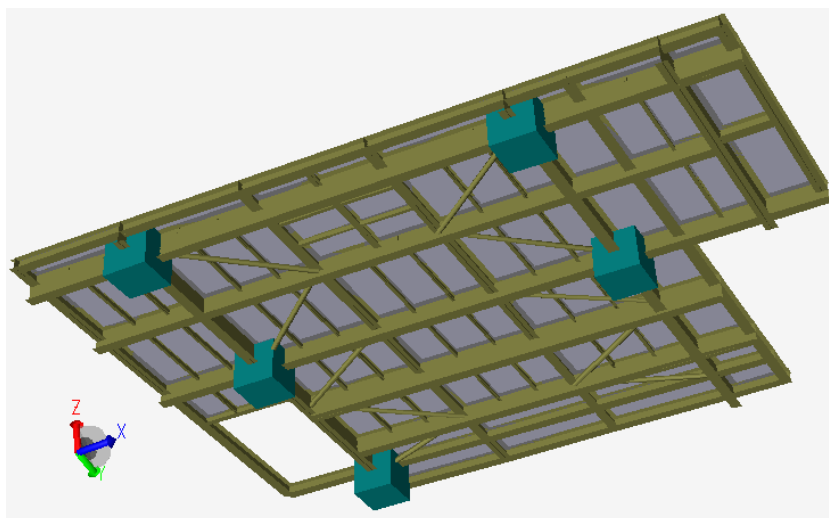


Figura 43: Modelo conceitual independente do Subsistema 3.

O sistema Sesam, porém, permite a análise de estruturas em elementos finitos de viga e casca simultaneamente, conectando as respectivas malhas automaticamente. Com isso, as vigas da estrutura de suporte das chapas de piso das plataformas foram mantidas com malha em elementos finitos de viga, como exemplificado pela Figura 44; a malha final gerada manteve nós apenas na superfície da chapa. Com isso, a influência da estrutura de suporte na rigidez e modos globais das chapas de piso foram consideradas corretamente e os resultados puderam ser obtidos apenas para os nós da malha das chapas. Figuras de todos os subsistemas são apresentadas no Anexo B – Modelos e Malhas dos Subsistemas. A Tabela 6 lista os dados principais gerados para os subsistemas e suas malhas.

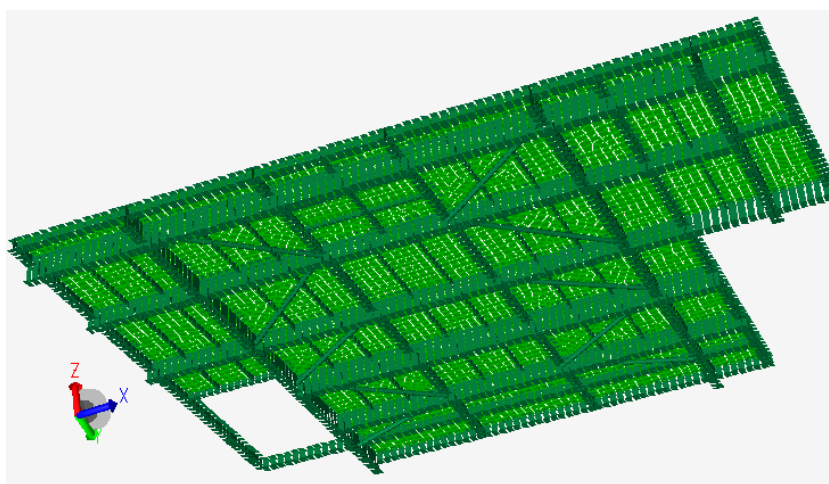


Figura 44: Malha FEM independente do Subsistema 3 com elementos de viga em representação sólida (verde escuro) e elementos de casca (verde claro).

Tabela 6: Dados principais dos subsistemas do M06.

Subsistema	Área Total (m ²)	Massa Total (t)	# Elementos	# Nós
1	199,1	23,4	4595	10518
2	3,9	0,9	209	381
3	240,1	50,6	8281	19168
4	42,4	8,2	1683	3563
5	4,0	1,0	220	426
6	9,4	0,7	739	1640
7	113,9	28,5	2997	9773
8	29,4	6,1	927	3026
9	23,8	2,0	980	3429

Subsistema	Área Total (m²)	Massa Total (t)	# Elementos	# Nós
10	84,9	20,9	2651	8618
11	18,3	2,4	320	1132

Para esta parte do estudo foi escolhido o uso de elementos quadriláteros de segunda ordem, com 8 nós por elemento, para a malha das chapas de piso. Por isso, foram considerados necessários apenas 3 elementos por meio comprimento de onda para a malha. Como o objetivo neste caso envolve a determinação de CLFs para predição de fluxo de energia vibratória e ruído estrutural, todos os cálculos foram idealizados em bandas de oitava nas frequências centrais de 63 Hz a 250 kHz, gerando então os intervalos mostrados na Tabela 7. A densidade de malha foi então calculada para a frequência máxima de interesse de acordo com a equação a seguir:

$$f = \frac{1,8c_1h}{(6t)^2} \quad (74)$$

Tabela 7: Bandas de oitava e frequências limite

Freqs. (Hz)	63	125	250
Superior	89	177	354
Inferior	45	89	177

Com isso, foi estimado o tamanho de elemento t ideal de 200 mm. A título de simplificação dos modelos, em função da capacidade do hardware de análise, esta mesma densidade de malha foi adotada para os subsistemas representativos das colunas. Para as colunas menores, com 8 mm de espessura de alma por exemplo, as frequências calculadas por (74) foram tão baixas quanto 50 Hz. Porém, neste mesmo caso, a sugestão de Simmons de 4 nós por comprimento de onda [19] elevou a frequência limite a aprox.. 480 Hz. Com isso, a malha de 200 mm foi considerada aceitável para este estudo.

A Tabela 8 apresenta a quantidade de modos por banda de oitava calculada para a análise independente dos subsistemas, dadas as considerações supracitadas.

Tabela 8: Contagens modais por banda de oitava dos subsistemas desacoplados.

Subsistema	63	125	250
1	21	70	197
2	1	1	7
3	38	142	375
4	10	30	84
5	1	1	11
6	2	10	23
7	42	92	196
8	10	36	71
9	18	20	96
10	34	84	155
11	8	4	32

A malha gerada para os subsistemas dos módulos foi mais complexa do que aquela usada para a validação, obrigando a adoção de duas aproximações no cálculo de (60). A primeira delas é relacionada à área nodal S_{nj} e a segunda à massa nodal m_{nj}'' .

A conexão com outros elementos construtivos influi na geração de elementos irregulares (ou até mesmo triangulares) em muitos pontos da malha, como mostra a Figura 45. Com isso, tornou-se inviável calcular áreas exatas para todos os milhares de elementos de cada malha, e suas contribuições para as áreas nodais de (60). Todavia, foi possível obter malha regular com elementos quadrados de tamanho t para a maior parte das áreas dos subsistemas. Com isso, foi considerada uma área nodal média através da divisão da área total da malha pelo seu número de nós.

De forma semelhante, o uso de elementos de segunda ordem causou irregularidades também na distribuição de massas. Em uma malha quadrilátera de primeira ordem, cada um dos quatro nós recebe contribuição da massa dos 4 elementos que se conectam a ele (salvo os nós dos elementos extremos da malha). Com isso poder-se-ia considerar com pouco erro uma distribuição de massa homogênea. Na malha regular de segunda ordem, como a da Figura 46, os nós dos vértices recebem metade da massa, enquanto os do centro da aresta apenas um quarto (mais uma vez desconsiderando-se os nós extremos da malha). Caso a malha seja irregular, esta distribuição torna-se ainda mais heterogênea. Foi

inviável neste trabalho determinar as massas nodais exatas, tanto em função dos nós de segunda ordem quanto da irregularidade da malha citada acima. Portanto, por simplificação, usou-se uma massa nodal média igual a massa total do sistema dividida pelo seu número de nós.



Figura 45: Irregularidades na malha do acoplamento entre os subsistemas 3 e 11.

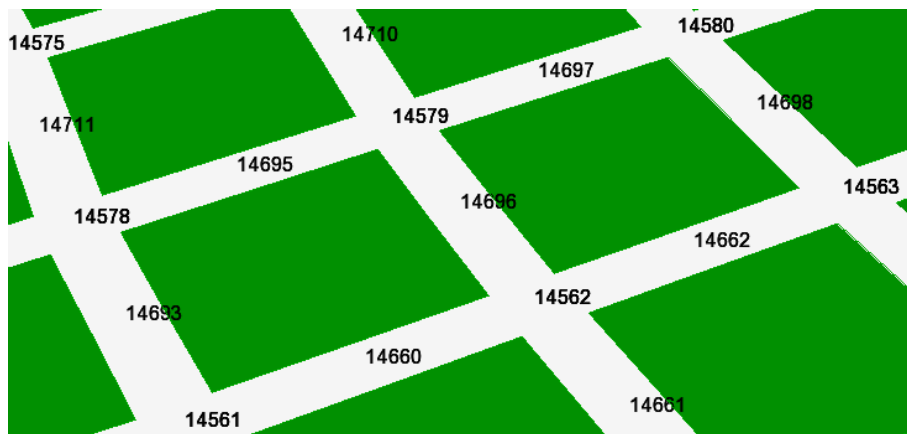


Figura 46: Nós da malha do acoplamento entre os subsistemas 3 e 11

Na segunda etapa, para determinação dos deslocamentos nodais de acordo com o método de Simmons [19], os subsistemas foram agrupados em pares de acordo com a sua conectividade, já mostrada na Figura 42 e rerepresentada na matriz de conectividade da Figura 47.

Subsistemas	7	8	9	10	11
1	X				
2		X			
3	X	X	X	X	
4			X	X	
5		X			
6					X

Figura 47: Matriz de conectividade dos subsistemas.

Foram então realizadas as análises de resposta forçada por superposição modal, dentro do procedimento já mencionado no item 4.1. Na operação deste tipo de estrutura, os equipamentos vibratórios são posicionados em sua maioria (senão todos) nas plataformas. As cargas foram então aplicadas sempre nestas e seus subsistemas associados foram considerados como os *emissores* da energia no acoplamento. Os subsistemas representativos das colunas foram então considerados apenas como *receptores*.

Num primeiro passo desta etapa, foram feitos testes para determinação da possível variação das respostas relativas em função da amplitude das cargas e também da influência da quantidade de cargas aplicadas no CLF final entre dois subsistemas. Para estes testes foi selecionado o acoplamento entre os subsistemas 6 e 11, mostrado na Figura 48.

Na banda de 63 Hz, a condição inicial de 1 carga pontual negativa em Z, aplicada no subsistema 6, foi variada em 1 N, 50 N, 100 N, 500 N e 1 kN. Todas apresentaram razões de energia idênticas. Em seguida, a quantidade de cargas pontuais de 1 N foi variada em de 1 a 1000 e os CLF obtidos são mostrados no gráfico da Figura 49. Considerou-se que a partir de 100 cargas a variação do CLF obtido passou a ser desprezível. Dado que este subsistema tem área de aplicação de aprox.. 18 m², definiu-se uma densidade de cargas / área mínima de 5 cargas / m². A Tabela 9 mostra a quantidade de cargas aplicadas para cada subsistema.

Tabela 9: Quantidade de cargas aplicadas a cada subsistema emissor.

Subsistema	1	2	3	4	5	6	7
# Cargas	1000	100	1000	500	100	100	2000

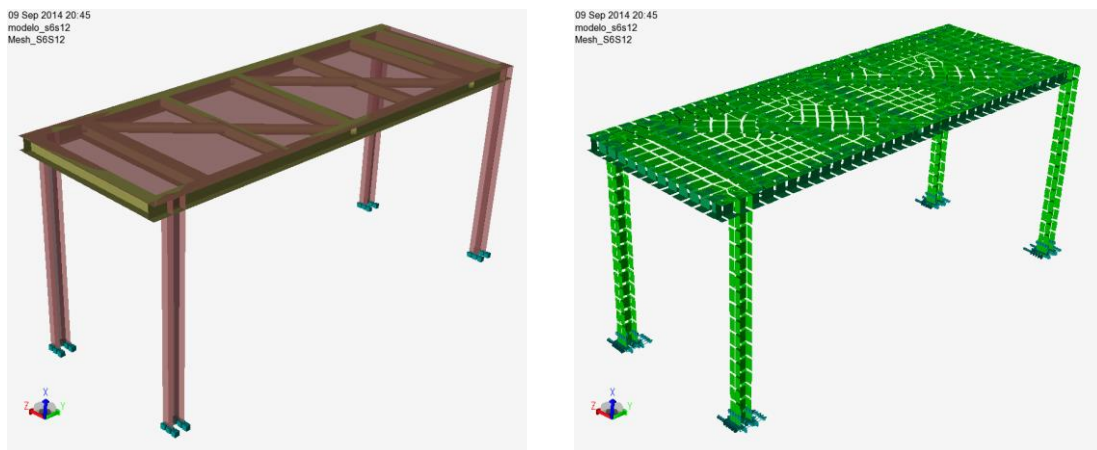


Figura 48: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 6 e 11 acoplados.

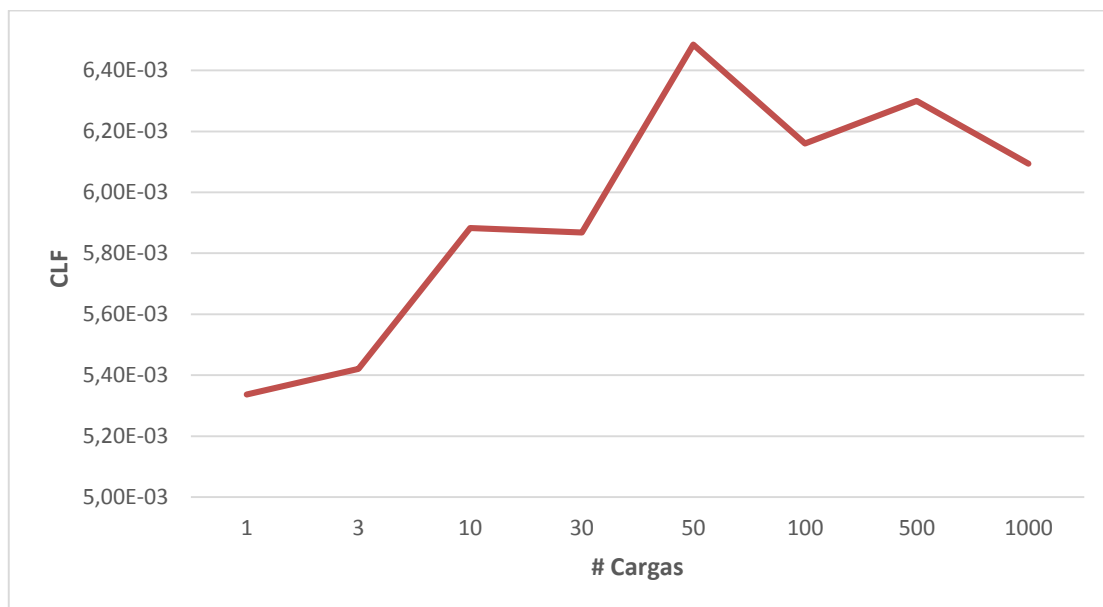


Figura 49: Variação com o número de cargas aplicada dos CLF da banda de 63 Hz para o acoplamento entre os subsistemas 6 e 12.

O amortecimento modal ξ foi tratado de forma semelhante ao da validação, como explicado no 4.2. Na literatura é comum estes valores serem tão baixos quanto 0,001 para modos de baixas frequências e maiores que 0,01 para modos de frequências mais altas. O valor de 0,01 porém é recorrente em vários casos [19] [23]. A título de simplificação, ξ foi então mantido em 0,01 para todos os modos, enquanto o coeficiente de perda por amortecimento do sistema 2 continuou dado por $\eta_2 = 2\xi$.

Com isto, todos os acoplamentos foram analisados. Foram extraídas então das

análises, mais uma vez através do Xtract, listagens das amplitudes como dadas por (73), na forma dos arquivos *sXsYFxt.ent*, sendo *X* e *Y* os números dos subsistemas acoplados e *F* o valor da frequência central da banda. Novamente os dados relacionados a (59), listados na Tabela 6, foram agrupados em arquivos de entrada, chamado agora de *sXsYFdp.ent*. Ambos foram então processados na rotina em Fortran *EM_MEF_Rev1*, que por sua vez produziu arquivos de saída denominados *sXsYF.sai*. Esta rotina é uma versão semelhante à usada para a validação do item 4.2, porém simplificada para realizar os cálculos por banda de oitava. Um exemplo para a banda de 63 Hz é mostrado no Anexo A – Rotinas e Arquivos do Fortran.

Deste pós-processamento foram então extraídos os CLF para os acoplamentos dos subsistemas, listados na Tabela 10 para as 3 bandas de interesse.

Tabela 10: CLF dos acoplamentos entre subsistemas do M06.

Subsistemas	63	125	250
1 – 7	0.475404E-01	0.265377E-02	0.663040E-02
2 – 8	0.655489E-01	0.505048E-01	0.607929E-01
3 – 7	0.105745E-04	0.530935E-05	0.377270E-05
3 – 8	0.543932E-04	0.202184E-04	0.157544E-04
3 – 9	0.210416E-03	0.452879E-04	0.654205E-05
3 – 10	0.302592E-03	0.127859E-03	0.825940E-04
4 – 9	0.884009E-03	0.169275E-03	0.821566E-04
4 – 10	0.352477E-09	0.329689E-05	0.341832E-06
5 – 8	0.495577E-01	0.310464E-01	0.232259E-01
6 – 11	0.631159E-03	0.387695E-03	0.585921E-04

5. Conclusões

O objetivo principal deste trabalho foi o estudo da obtenção dos CLF para estruturas complexas por técnicas que utilizem o MEF. Para tanto, o embasamento teórico e a razão de existência dos CLF foram apresentados, e diversas formas de sua obtenção discutidas. Uma das técnicas com uso do MEF foi escolhida para a realização de estudos de caso em estruturas reais. Nos próximos itens serão discutidos os resultados obtidos e sugeridas direções na continuação deste estudo.

5.1. Resultados

No exemplo de validação do item 4.2, nota-se inicialmente que o MEF superestimou ligeiramente as contagens modais em relação ao cálculo analítico. Em relação às razões de energia, percebe-se que, apesar dos picos não se alinharem, a sua variação em frequência acompanha de forma bastante semelhante os máximos e mínimos encontrada por Simmons, como ilustra a linha vermelha na comparação da Figura 50. A linha azul da mesma figura apresenta a média por oitava. Percebe-se uma divergência em baixas frequências, que diminui a partir de 500 Hz. Pode-se então concluir que o sistema de modelagem e procedimento adotados são válidos para a avaliação dos CLF. Quanto aos CLF em si encontrados, neste caso, cabe a discussão de sua validade. Este trabalho os lista como dados sequenciais da obtenção das razões energéticas, mas não aconselha sua adoção como valores confiáveis, visto que Simmons usou apenas uma força harmônica e a literatura sugere a média entre respostas de várias excitações.

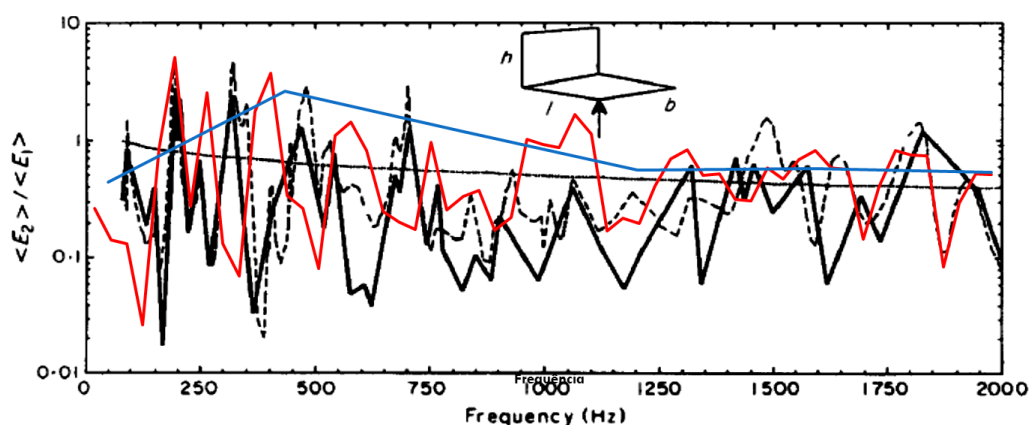


Figura 50: Comparação entre a Figura 32 e a Figura 36.

No estudo do M06, os CLF foram calculados com sucesso usando a metodologia adotada. Como é uma estrutura exclusiva, não houve base para comparação direta dos valores encontrados. Porém, uma comparação semi-qualitativa pode ser feita com os dados apresentados por Keane [10], reproduzidos na Figura 51.

Dentro do modelo de Keane, pode-se dizer que as estruturas que mais se assemelham ao M06 são os conveses (ou *Decks*). Faz-se porém a ressalva de que o trabalho de Keane apresenta estes valores como representativos, não se tratando de valores reais, especialmente para o modelo global apresentado. Ainda, os CLF apresentados são também globais e não por bandas como calculado neste trabalho. De qualquer forma, para o acoplamento entre estas estruturas, encontrou-se CLF de ordem de grandeza bastante semelhante, reforçando a validade da metodologia encontrada no item 4.2.

Coupling loss factors		
$\eta_{1,2}$	0.183E-02	Legs to Deck A
$\eta_{1,3}$	0.148E-02	Legs to Deck B
$\eta_{1,4}$	0.940E-03	Legs to Deck C
$\eta_{1,11}$	0.196E-02	Legs to Derrick base
$\eta_{2,3}$	0.474E-03	Deck A to Deck B
$\eta_{2,5}$	0.474E-04	Deck A to Accommm.
$\eta_{2,9}$	0.621E-03	Deck A to Crane
$\eta_{3,4}$	0.288E-03	Deck B to Deck C
$\eta_{3,5}$	0.579E-04	Deck B to Accommm.
$\eta_{3,9}$	0.759E-03	Deck B to Crane
$\eta_{4,5}$	0.307E-04	Deck C to Accommm.
$\eta_{4,8}$	0.822E-04	Deck C to Machinery
$\eta_{4,9}$	0.403E-03	Deck C to Crane
$\eta_{4,11}$	0.320E-03	Deck C to Derrick base
$\eta_{4,13}$	0.192E-04	Deck C to Deck D(R)
$\eta_{5,6}$	0.467E-03	Accomm. to Deck D(L)
$\eta_{5,7}$	0.467E-03	Accomm. to Deck E(L)
$\eta_{9,10}$	0.526E-02	Crane to Jib
$\eta_{11,12}$	0.259E-02	Derrick base to Derrick
$\eta_{13,14}$	0.268E-03	Deck D(R) to Deck E(R)

Figura 51: CLF apresentados para uma plataforma *offshore* fixa.

Fonte: [10]

Finalmente, aponta-se novamente que os CLF foram determinados para o sentido *plataforma -> coluna*. Caso necessário, porém, os CLF para o sentido inverso podem ser calculados através de (13).

5.2. Sugestões de Trabalhos Futuros

O trabalho prático apresentado para uma estrutura de módulo de FPSO determinou os CLF entre seus subsistemas estruturais. Antes de qualquer outra consideração, deve-se apontar que o uso de um sistema computacional de maior capacidade permitiria a inclusão do pancake no estudo e a determinação do caminho completo para o fluxo de energia até o convés.

Três passos sequenciais lógicos poderiam ser dados. O primeiro seria a comparação dos CLF obtidos com a sua determinação por outros métodos, como o de Maxit [23] ou com cálculos analíticos de formas as mais próximas possíveis.

O segundo seria o estudo de seus CLF estruturais – acústicos, através do estudo da radiação acústica pelas chapas de piso das plataformas. Para tanto seria interessante, porém, aumentar o espectro de interesse, para bandas de 1000 ou até 2000 Hz.

O terceiro passo seria a aplicação destes resultados em um modelo SEA do módulo, de forma a determinar a energia transmitida ao convés da FPSO. Parte dos resultados obtidos, como as contagens modais para os subsistemas desacoplados, inclusive seriam de utilidade imediata nestas aplicações.

Outra progressão lógica deste trabalho é sua aplicação em estruturas de maior porte. Determinando a energia transmitida pelos módulos, estes poderiam ser tratados como subsistemas únicos em um modelo global aonde uma maior parte da FPSO seria tratada. Neste aspecto o estudo da energia transmitida pela estrutura do casco seria de grande valia, e referências como a de Plunt [7] uma importante base para o trabalho.

Para todas estas sugestões, o uso do MEF requereria aumento considerável do poder computacional, como já comentado, mesmo para análises locais como determinação de outros CLF, corroborando inclusive a utilidade da SEA para a investigação de modelos globais (como o de toda uma FPSO).

Finalmente, a validação dos resultados obtidos poderia ser testada através de experimentos na estrutura real do M06, quando construída.

Referências Bibliográficas

- [1] R. H. Lyon, Statistical Energy Analysis for Designers, Cambridge: Cambridge Collaborative, 1974.
- [2] G. Maidanik, "Some Elements in Statistical Energy Analysis," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 2, 1977.
- [3] A. J. Keane, Statistical Energy Analysis of Engineering Structures, Uxbridge: Brunel University, 1988.
- [4] F. J. Fahy, "Statistical Energy Analysis: A Critical Overview," em *Statistical Energy Analysis - An Overview with Application in Structural Dynamics*, Cambridge, Cambridge University Press, 2005, p. 139.
- [5] R. J. M. Craik, J. A. Steel e D. I. Evans, "Statistical Energy Analysis of Structure-borne Sound Transmission at Low Frequencies," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 1, 1991.
- [6] R. S. Langley, "A General Derivation of the Statistical Energy Analysis Equations for Coupled Dynamic Systems," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 3, 1989.
- [7] J. Plunt, Method for Predicting Noise Levels in Ships, Gotenborg: Chalmers University of Technology, 1980.
- [8] J. Parunov, C. Pestelli, S. Rudan, N. Hadzic e I. Senjanovic, "Review of Methods for Structure Born Noise Prediction on Ships," *Brodogradnja*, 2012.
- [9] M. Weryk, "Statistical Energy Analysis Methods in Marine Applications," Centrum Techniki Okrętowej S.A., Gdansk, 2004.
- [10] A. J. Keane, "Statistical energy analysis of offshore structures," *Engng. Struct.*, vol. 16, nº 2, 1994.
- [11] E. L. Sztajnbock, F. P. Guedes, L. A. V. Pinto, A. Lenzi e S. F. S. Neto, "Diagnosis of the Noise Discipline in Petrobras Offshore Units Projects," Prague, 2004.
- [12] R. H. Lyon, Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Applications, Cambridge: The MIT Press, 1975.
- [13] R. H. Lyon e R. G. DeJong, Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995.
- [14] J. M. Craik, Sound Transmission Through Buildings Using Statistical Energy

Analysis, Farnham: Gower Pub Co., 1996.

- [15] R. S. Langley, "A Derivation of the Coupling Loss Factors Used in Statistical Energy Analysis," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 2, 1990.
- [16] J. E. Manning, "Formulation of SEA Parameters Using Mobility Functions," em *Statistical Energy Analysis - An Overview with Application in Structural Dynamics*, Cambridge, Cambridge University Press, 2005.
- [17] C. Cacciolati e J. L. Guyader, "Measurement of SEA Coupling Loss Factors using Point Mobilities," em *Statistical Energy Analysis - An Overview with Application in Structural Dynamics*, Cambridge, Cambridge University Press, 2005.
- [18] F. Fiates e A. Lenzi, "Response of Grillage-Like Structures by the Mobility Approach," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, vol. 23, 2001.
- [19] C. Simmons, "Structure-borne Sound Transmission Through Plate Junctions and Estimates of SEA Coupling Loss Factors Using the Finite Element Method," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 2, 1991.
- [20] A. P. Sardá, A. Lenzi e C. S. Barcellos, "Análise por Elementos Finitos do Fluxo de Energia Vibratória entre Placas Planas Apoiadas em Vigas," São Paulo, 1999.
- [21] V. L. Gouveia, "Fluxo de Energia Vibratória Através da Base de Fixação de Máquinas para a Estrutura de Plataformas Offshore," Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.
- [22] L. Maxit e J. L. Guyader, "Estimation of SEA Coupling Loss Factors Using a Dual Formulation and FEM Modal Information, Part I: Theory," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 5, 2001.
- [23] L. Maxit e J. L. Guyader, "Estimation of SEA Coupling Loss Factors Using a Dual Formulation and FEM Modal Information, Part II: Numerical Applications," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 5, 2001.
- [24] F. J. Fahy, "An Alternative to the SEA Coupling Loss Factor: Rationale and Method for Experimental Determination," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 2, 1998.
- [25] D. Johansson e P. Connell, *Statistical Energy Analysis Software - Development and implementation of an open source code in Matlab/Octave*, Gotemborg: Chalmers University of Technology, 2010.

- [26] J. Plunt, “New ”light-weight” SEA software – why bother? Examples of practical applications,” Bergen, 2010.
- [27] P. J. Shorter e R. S. Langley, “Vibro-acoustic analysis of complex systems,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 1, 2005.
- [28] V. Cotoni, R. S. Langley e P. J. Shorter, “A statistical energy analysis subsystem formulation using finite element and periodic structure theory,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 1, 2008.
- [29] J. A. Cordioli e R. S. Langley, “Hybrid deterministic-statistical analysis of vibro-acoustic systems with domain couplings on statistical components,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 1, 2009.
- [30] A. Cicirello e R. S. Langley, “The vibro-acoustic analysis of built-up systems using a hybrid method with parametric and non-parametric uncertainties,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 1, 2013.
- [31] ESI Group, “Vibro-Acoustics: VA One,” ESI Group, 2014. [Online]. Available: <https://www.esi-group.com/software-services/virtual-performance/va-one>. [Acesso em 5 Julho 2014].
- [32] B. Van Genechten, D. Vandepitte e W. Desmet, “A direct hybrid finite element – Wave based modelling technique for efficient coupled vibro-acoustic analysis,” *Computer Methods in Applied Mechanics & Engineering*, vol. 1, 2011.
- [33] F. Bossens, R. A. de Callafon e R. E. Skelton, “Modal Analysis of a Tensegrity Structure – an experimental study,” University of California, San Diego.
- [34] K. B. Ginn e H. Herlufsen, “Mobility and loss-factors of floors using dual channel analysis,” Bruel & Kjaer Instruments, Inc., Massachusetts.
- [35] O. Roth, K. B. Ginn e S. Gade, “Sound power determinations from sound pressure and from sound intensity measurements in a semi-anechoic room,” Bruel & Kjaer, Denmark.
- [36] J. Blauert e N. Xiang, *Acoustics for Engineers*, Berlin: Springer-Verlag, 2008.
- [37] T. Kihlman, “Transmission of structure-borne sound in buildings. A theoretical and experimental investigation.,” National Swedish Institute for Building Research, Stockholm, 1967.
- [38] S. S. Rao, *The Finite Element Method in Engineering*, Amsterdam: Elsevier

Science & Technology Books, 2004.

- [39] T. J. R. Hughes, The Finite Element Method, Mineola: Dover Publications Inc., 2000.
- [40] DNV GL, DNV GL AS, 2014. [Online]. Available: <http://www.dnv.com/services/software/products/sesam/index.asp>. [Acesso em 20 08 2014].
- [41] Det Norske Veritas AS, “Sesam User Manual - Sestra,” Hovik, 2013.
- [42] F. B. Soares, “Introdução às FPSO,” Associação EICUK Rio, Rio de Janeiro, 2013.
- [43] S. Schoenwald, Flanking sound transmission through lightweight framed double leaf walls - Prediction using statistical energy analysis, Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2008.
- [44] L. C. G. de Alcântara, “Avaliação do Conforto Acústico de Residências Populares Utilizando a Análise Estatística de Energia,” Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2010.
- [45] L. A. Bragatto, “Fluxo de Energia Vibratória Entre Elementos Estruturais - Experimento com a Análise Estatística Energética,” Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 1986.
- [46] S. P. Costa, “Cálculo Automático do Coeficiente de Acoplamento pelo Método de Newland,” Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 1978.

Anexo A – Rotinas e Arquivos do Fortran

Rotina *EM_MEF_VS_R1*

```
*-----*
*   CÁLCULO DO COEFICIENTE DE PERDA POR ACOPLAMENTO ENTRE   *
*   SUBSISTEMAS I E J ATRAVÉS DAS ENERGIAS MODAIS CALCULADAS *
*   DE DELOCAMENTOS EXTRAÍDOS DO MEF                         *
*-----*
```

```
Program EM_MEF_VS_R1
```

```
Implicit None
```

```
Integer mds,nos,bds
```

```
Integer i,j
```

```
Integer nni,nnj,nei,nej,Nij
```

```
Parameter (bds=7,mds=60,nos=2500)
```

```
Integer Ni(bds),Nj(bds)
```

```
Real*8 dmi(bds),dmj(bds),f(bds),clf(bds),ebi(bds),ebj(bds),fc(bds)
```

```
Real*8 emi(mds),emj(mds),rem(mds)
```

```
Real*8 w(mds),ami,amj,si,sj,mi,mj
```

```
Real*4 mei,mej,sei,sej
```

```
Real*8 dti(mds,nos),dtj(mds,nos)
```

```
Character*10 dpij,asij
```

```
Character*14 xtij
```

```
*-----*
*           LEITURA E LISTAGEM DE DADOS           *
*-----*
```

```
Write (*,*) 'Arquivo de dados principais para o subsistema i:'
```

```
Read (*,'(a)') dpij
```

```

Write (*,*) 'Arquivo de dados do Xtract:'
Read (*,'(a)') xtiij
Write (*,*) 'Arquivo de saida:'
Read (*,'(a)') asij

Open (10,file=dpjij)
Open (20,file=xtij)
Open (30,file=asij)

10  Format (6/,1x,F9.2,1x,F9.2,1x,F9.2,1x,F9.2,1x,F4.2,1x,F4.2)
20  Format (2x,I5,1x,I5,1x,I5,1x,I5,1x,I5)
30  Format (1x,F8.3)
90  Format (1x,I3,1x,I3,1x,I3,1x,I3,1x,I3,1x,I3)

40  Format (8/,TR30,f12.10)
50  Format (TR30,f12.10)
60  Format ('Nó:',I5,2x,f12.10,1x,'(Si)')
70  Format ('Nó:',I5,2x,f12.10,1x,'(Sj)')
80  Format ('Freq.: ',F8.3)

Read (10,10) mi,mj,si,sj,ami,amj
Write (30,10) mi,mj,si,sj,ami,amj

Read (10,20) nni,nnj,nei,nej,Nij
Write (30,20) nni,nnj,nei,nej,Nij

Read (10,90) Ni(1),Ni(2),Ni(3),Ni(4),Ni(5),Ni(6),Ni(7)
Write (30,90) Ni(1),Ni(2),Ni(3),Ni(4),Ni(5),Ni(6),Ni(7)
Read (10,90) Nj(1),Nj(2),Nj(3),Nj(4),Nj(5),Nj(6),Nj(7)
Write (30,90) Nj(1),Nj(2),Nj(3),Nj(4),Nj(5),Nj(6),Nj(7)

Do i=1,Nij
  Read (10,30) w(i)
  Write (30,30) w(i)

```

End do

Do i=1,Nij

Do j=1,nni

If (j.eq.1) then

Read (20,40) dti(i,j)

Write (30,80) w(i)

Else

Read (20,50) dti(i,j)

End if

Write (30,60) j,dti(i,j)

End do

Do j=1,nnj

Read (20,50) dtj(i,j)

Write (30,70) (nni+j),dtj(i,j)

End do

End do

f(1)=45

f(2)=89

f(3)=177

f(4)=354

f(5)=707

f(6)=1414

f(7)=2828

* CÁLCULO DAS ENERGIAS MODAIS MÉDIAS POR OITAVAS *

emi=0

emj=0

mei=mi/nei

mej=mj/nej

sei=si/nei

sej=sj/nej

Do i=1,Nij

Do j=1,nni

emi(i)=emi(i)+mei*(w(i)**2)*(((dti(i,j)**2)/2)*sei)

End do

Do j=1,nnj

emj(i)=emj(i)+mej*(w(i)**2)*(((dtj(i,j)**2)/2)*sej)

End do

End do

Do i=1,Nij

rem(i)=1/(emj(i)/emi(i))

End do

* CÁLCULO DO COEFICIENTE DE PERDA POR ACOPLAMENTO *

Do i=1,(bds-1)

dmi(i)=Ni(i)/(f(i+1)-f(i))

dmj(i)=Nj(i)/(f(i+1)-f(i))

End do

ebi=0

ebj=0

Do i=1,Nij

If (w(i).lt.f(2)) Then

ebi(1)=ebi(1)+emi(i)

ebj(1)=ebj(1)+emj(i)

Else

```

    If (w(i).lt.f(3)) Then
        ebi(2)=ebi(2)+emi(i)
        ebj(2)=ebj(2)+emj(i)
    Else
        If (w(i).lt.f(4)) Then
            ebi(3)=ebi(3)+emi(i)
            ebj(3)=ebj(3)+emj(i)
        Else
            If (w(i).lt.f(5)) Then
                ebi(4)=ebi(4)+emi(i)
                ebj(4)=ebj(4)+emj(i)
            Else
                If (w(i).lt.f(6)) Then
                    ebi(5)=ebi(5)+emi(i)
                    ebj(5)=ebj(5)+emj(i)
                Else
                    ebi(6)=ebi(6)+emi(i)
                    ebj(6)=ebj(6)+emj(i)
                End if
            End if
        End if
    End if
End if
End if
End if
End do

Do i=1,(bds-1)
    clf(i)=(dmi(i)/dmj(i))*(2*ami/((dmi(i)/dmj(i))*(ebj(i)/ebi(i))-1))
End do

```

```

*-----*
*          LISTAGEM DOS RESULTADOS          *
*-----*

```

100 Format (1x,F8.3,1x,¥)

110 Format ('Banda:',F8.0,1x,'CLF:',1x,F9.6)

```

      Do i=1,Nij
        Write (30,100) rem(i)
      End do

      Do i=1,(bds-1)
        fc(i)=f(i)*(2**0.5)
        Write (30,110) fc(i),clf(i)
      End do

      End
```

Rotina *EM_MEF_R1* (para a banda de 63 Hz)

```

*-----*
*  CÁLCULO DO COEFICIENTE DE PERDA POR ACOPLAMENTO ENTRE  *
*  SUBSISTEMAS I E J ATRAVÉS DAS ENERGIAS MODAIS CALCULADAS *
*  DE DELOCAMENTOS EXTRAÍDOS DO MEF                        *
*-----*
```

Program EM_MEF_R1

Implicit None

Integer mds,nos,bds

Integer i,j

Integer nni,nnj,nei,nej,Nij,Ni,Nj

Parameter (bds=2,mds=300,nos=25000)

Real*8 dmi,dmj,f(bds),clf,ebi,ebj,fc

Real*8 emi(mds),emj(mds)

Real*8 w(mds),ami,amj,si,sj,mi,mj

Real*4 mei,mej,sei,sej

Real*8 dti(mds,nos),dtj(mds,nos)

Character*20 dpij,xtij,asij

```
*-----*
*               LEITURA DE DADOS               *
*-----*
```

Write (*,*) 'Arquivo de dados principais para o subsistema i:'

Read (*,'(a)') dpij

Write (*,*) 'Arquivo de dados do Xtract:'

Read (*,'(a)') xtij

Write (*,*) 'Arquivo de saida:'

Read (*,'(a)') asij

Open (10,file=dpij)

Open (20,file=xtij)

Open (30,file=asij)

Read (10,10) mi,mj,si,sj,ami,amj

Read (10,20) nni,nnj,nei,nej,Nij,Ni,Nj

Do i=1,Nij

 Read (10,30) w(i)

End do

Do i=1,Nij

 Do j=1,nni

 If (j.eq.1) then

 Read (20,40) dti(i,j)

 Else

 Read (20,50) dti(i,j)

 End if

 End do

```

Do j=1,nnj
    Read (20,50) dtj(i,j)
End do
End do

```

```

f(1)=45
f(2)=89

```

```

*-----*
*   CÁLCULO DAS ENERGIAS MODAIS MÉDIAS POR OITAVAS   *
*-----*

```

```

emi=0
emj=0

```

```

mei=mi/nei
mej=mj/nej
sei=si/nei
sej=sj/nej

```

```

Do i=1,Nij
Do j=1,nni
    emi(i)=emi(i)+mei*(w(i)**2)*(((dti(i,j)**2)/2)*sei)
End do
Do j=1,nnj
    emj(i)=emj(i)+mej*(w(i)**2)*(((dtj(i,j)**2)/2)*sej)
End do
End do

```

```

*-----*
*   CÁLCULO DO COEFICIENTE DE PERDA POR ACOPLAMENTO   *
*-----*

```

```

dmi=Ni/(f(2)-f(1))

```

dmj=Nj/(f(2)-f(1))

ebi=0

ebj=0

Do i=1,Nij

ebi=ebi+emi(i)

ebj=ebj+emj(i)

End do

clf=(dmi/dmj)*(2*ami/((dmi/dmj)*(ebj/ebi)-1))

```
*-----*
*          LISTAGEM DOS DADOS E RESULTADOS          *
*-----*
```

fc=f(1)*(2**0.5)

Write (30,110) clf,fc

Write (30,80) 'Energias Modais do Subsistema I:'

Do i=1,Nij

Write (30,100) emi(i)

End do

Write (30,80) 'Energias Modais do Subsistema J:'

Do i=1,Nij

Write (30,100) emj(i)

End do

Write (30,80) 'Dados Principais:'

Write (30,10) mi,mj,si,sj,ami,amj

Write (30,20) nni,nnj,nei,nej,Nij,Ni,Nj

```
Write (30,80) 'Modos:'
```

```
Do i=1,Nij
```

```
    Write (30,90) i,w(i)
```

```
End do
```

```
Write (30,80) 'Deslocamentos Nodais dos Subsistemas I e J:'
```

```
Do i=1,Nij
```

```
    Do j=1,nni
```

```
        If (j.eq.1) Then
```

```
            Write (30,90) i,w(i)
```

```
            Write (30,60) j,dti(i,j)
```

```
        Else
```

```
            Write (30,60) j,dti(i,j)
```

```
        End if
```

```
    End do
```

```
Do j=1,nnj
```

```
    Write (30,70) (nni+j),dtj(i,j)
```

```
End do
```

```
End do
```

```
*-----*
*                                *
*                                *
*-----*
```

FORMATOS

```
10    Format (4/,1x,F9.2,1x,F9.2,1x,F9.2,1x,F9.2,1x,F4.2,1x,F4.2)
```

```
20    Format (1x,I5,1x,I5,1x,I5,1x,I5,1x,I5,1x,I3,1x,I3)
```

```
30    Format (1x,F8.3)
```

```
40    Format (8/,TR30,e12.5e3)
```

```
50    Format (TR30,e12.5e3)
```

```
60    Format ('Nó:',I5,2x,e12.5e3,1x,'(Si)')
```

```
70    Format ('Nó:',I5,2x,e12.5e3,1x,'(Sj)')
```

```
80    Format (1/,a50,1/)
```

```
90    Format ('Modo:',I5,1x,'Freq.:',1x,F8.3)
```

100 Format (1x,e12.5e3)
 110 Format (1x,'CLF:',1x,F9.6,1x,'Oitava:',F4.1,1x,'Hz')

End

Arquivo de Entrada *s1s863dp.ent*

L1 - mi, mj, si, sj, ami, amj

L2 - nnosi, nnosj, neli, nelj, Nij, Ni, Nj

L5+ - freqs.

023406.50 028500.30 000141.65 000199.11 0.01 0.01

10516 09775 04595 02997 00069 021 042

47.118	58.926	71.275
47.494	59.070	71.392
48.214	60.692	71.747
49.173	61.665	72.181
49.566	62.443	72.330
49.623	63.434	74.162
49.733	63.484	74.324
50.160	63.754	74.566
51.029	63.871	75.011
51.772	64.284	75.338
55.485	64.958	75.793
55.858	65.128	76.383
56.603	66.645	77.364
57.626	67.468	78.279
57.901	68.141	79.047
58.051	68.992	79.065
58.689	69.314	79.365
58.743	69.706	79.850
58.750	70.304	80.591
58.849	70.960	80.639

80.989	82.518	85.701
81.670	83.704	87.093
82.476	83.930	88.007

Obs: No arquivo original as frequências são listadas em uma única coluna; elas foram rearranjadas neste anexo para melhor visualização.

Arquivo de Entrada *s1s863xt.ent*

Run 2, Result case 1, 1: Excit. freq. 47.118 Hz

Complex value evaluation method is : Magnitude

Position : Nodes

Attribute : DISPLACEMENT ALL

Superelement Node Value in node

=====

=====

R1	1	0
R1	2	0
R1	3	0
R1	4	4.00114e-011
R1	5	1.07015e-010
R1	6	1.96774e-010
R1	7	3.04173e-010
R1	8	4.23841e-010
R1	9	5.50191e-010
R1	10	6.77791e-010
R1	11	8.0147e-010
R1	12	9.16392e-010
R1	13	1.01815e-009
R1	14	1.10282e-009
R1	15	1.1671e-009
R1	16	1.20837e-009
R1	17	1.22488e-009

R1	18	1.21593e-009
R1	19	1.18225e-009
R1	20	1.12656e-009
...		

Obs: Este exemplo mostra resultados até o nó 20 da primeira frequência; o arquivo original contém listagens sequenciais de todos os nós e modos, impraticável serem reproduzidas na íntegra.

Arquivo de Saída *s1s863.sai*

CLF: 0.002257 Oitava:63.6 Hz

Energias Modais do Subsistema I:

0.33524E-009
0.27624E-009
0.17703E-009
...

Energias Modais do Subsistema J:

0.16675E-008
0.13965E-008
0.10751E-008
...

Dados Principais:

23406.50	28500.30	141.65	199.11	0.01	0.01
10516	9775	4595	2997	69	21 42

Modos:

Modo: 1 Freq.: 47.118
Modo: 2 Freq.: 47.494
Modo: 3 Freq.: 48.214
...

Deslocamentos Nodais dos Subsistemas I e J:

Modo: 1 Freq.: 47.118
Nó: 1 0.00000E+000 (Si)
Nó: 2 0.00000E+000 (Si)
Nó: 3 0.00000E+000 (Si)
...

Anexo B – Modelos e Malhas dos Subsistemas

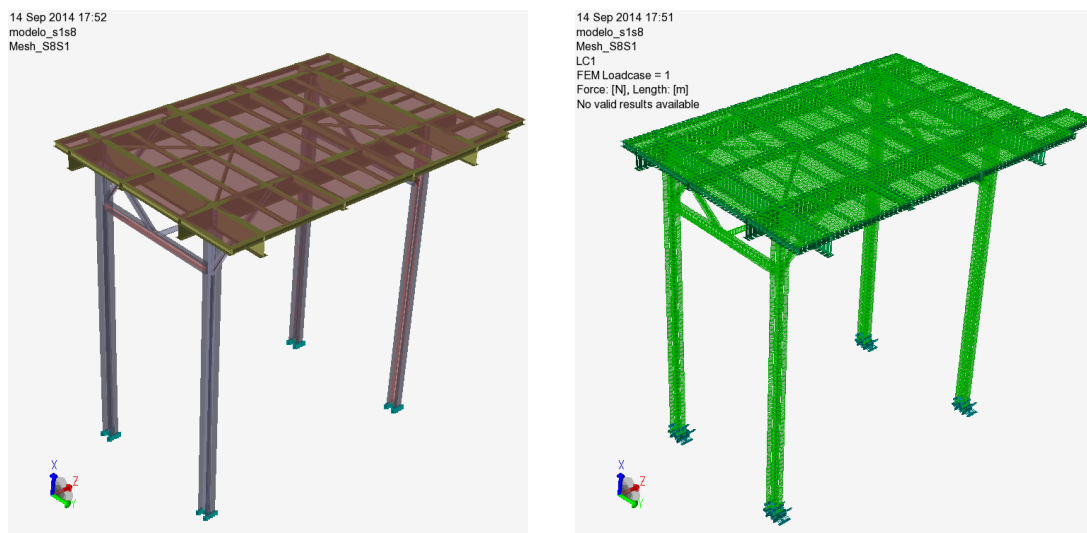


Figura 52: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 1 e 7 acoplados.

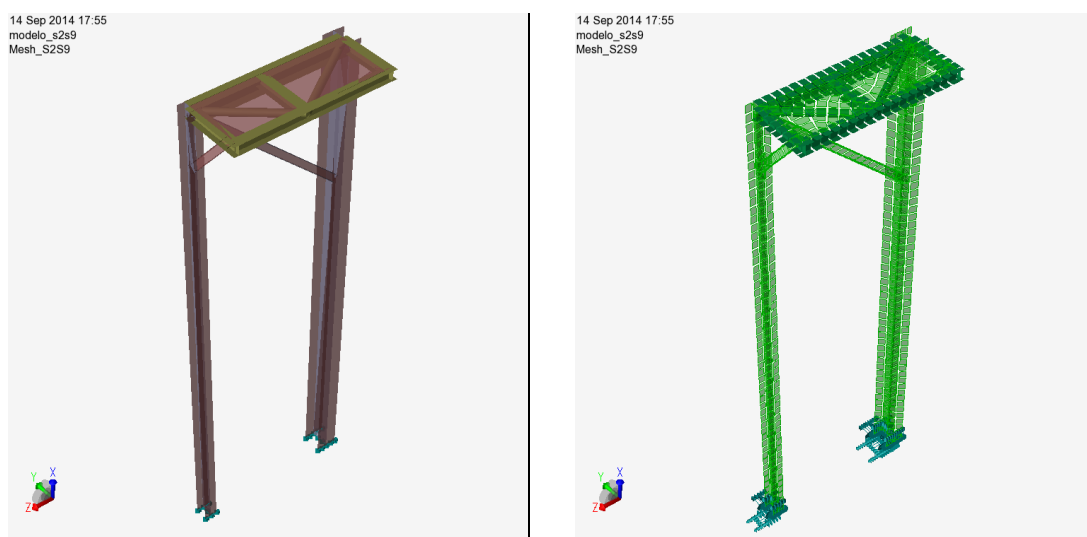


Figura 53: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 2 e 8 acoplados.

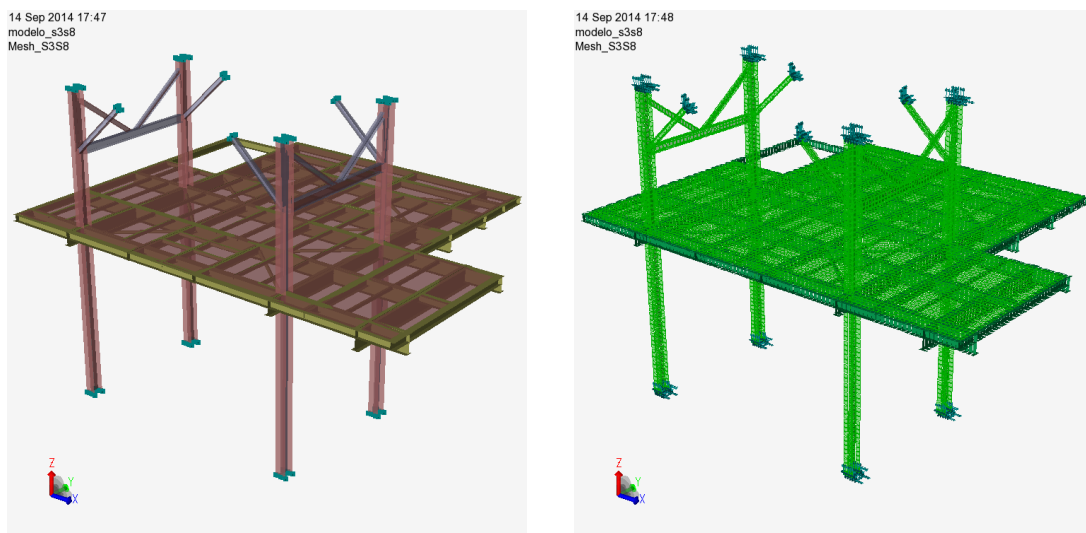


Figura 54: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 3 e 7 acoplados.

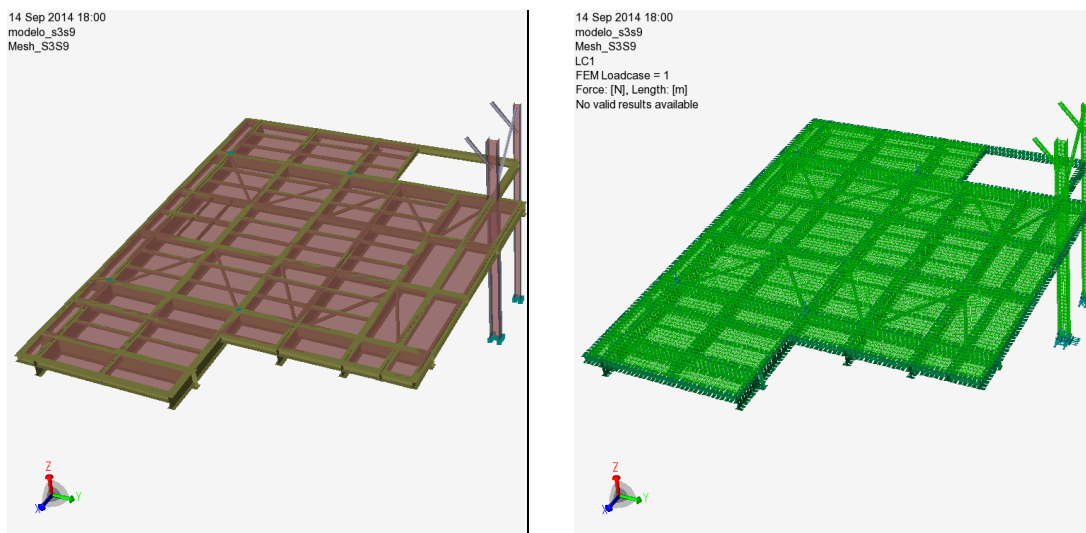


Figura 55: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 3 e 8 acoplados.

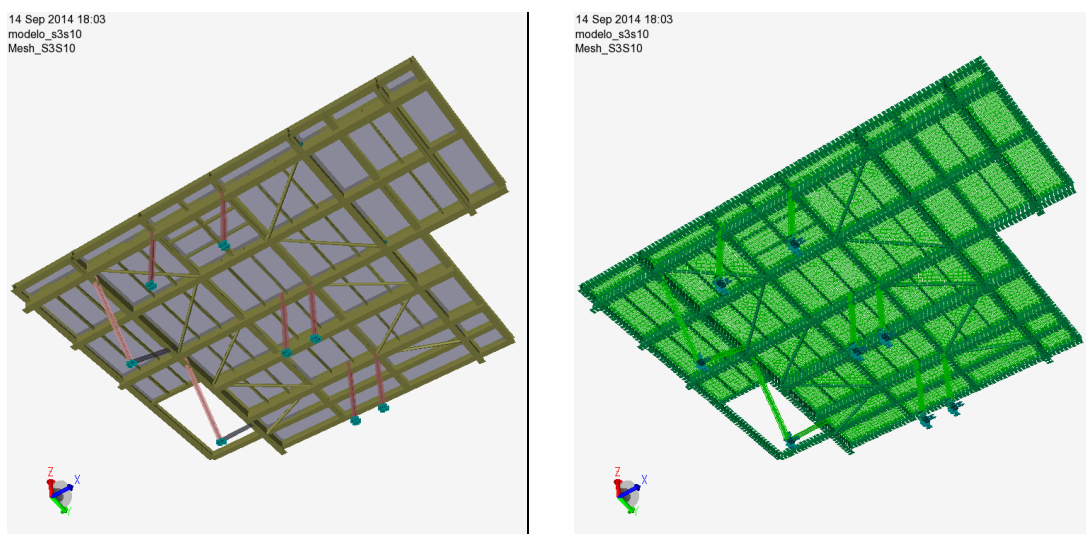


Figura 56: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 3 e 9 acoplados.

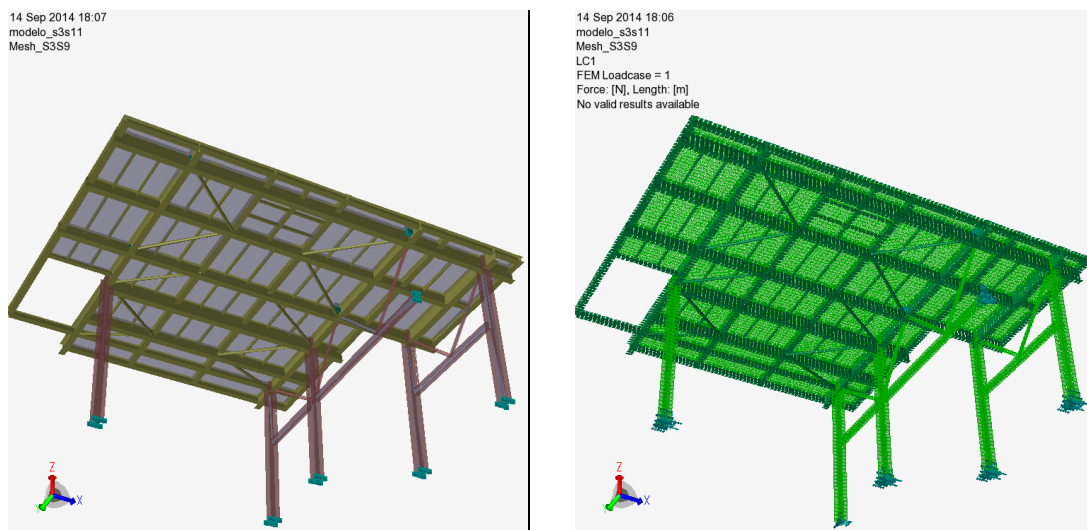


Figura 57: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 3 e 10 acoplados.

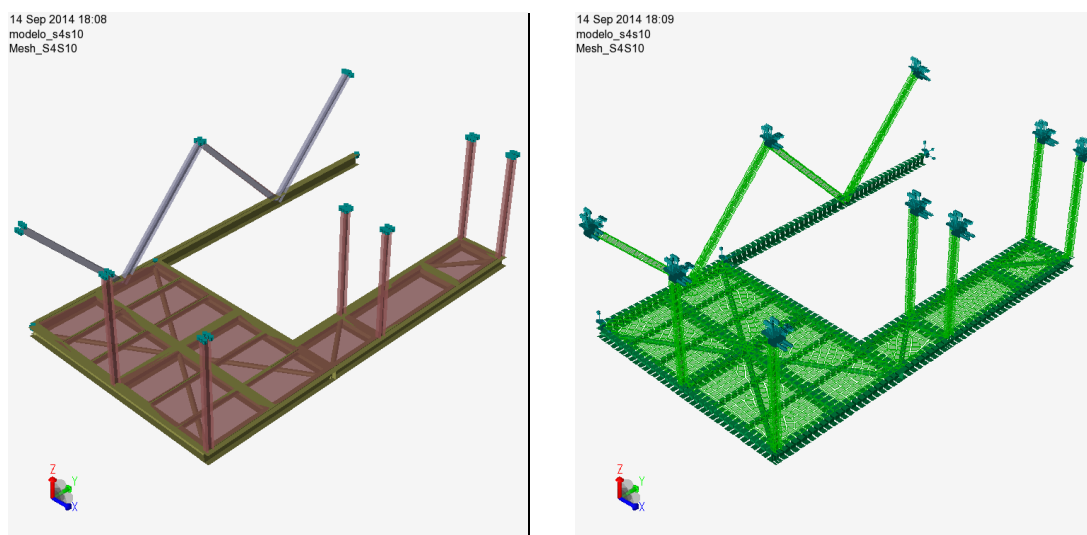


Figura 58: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 4 e 9 acoplados.

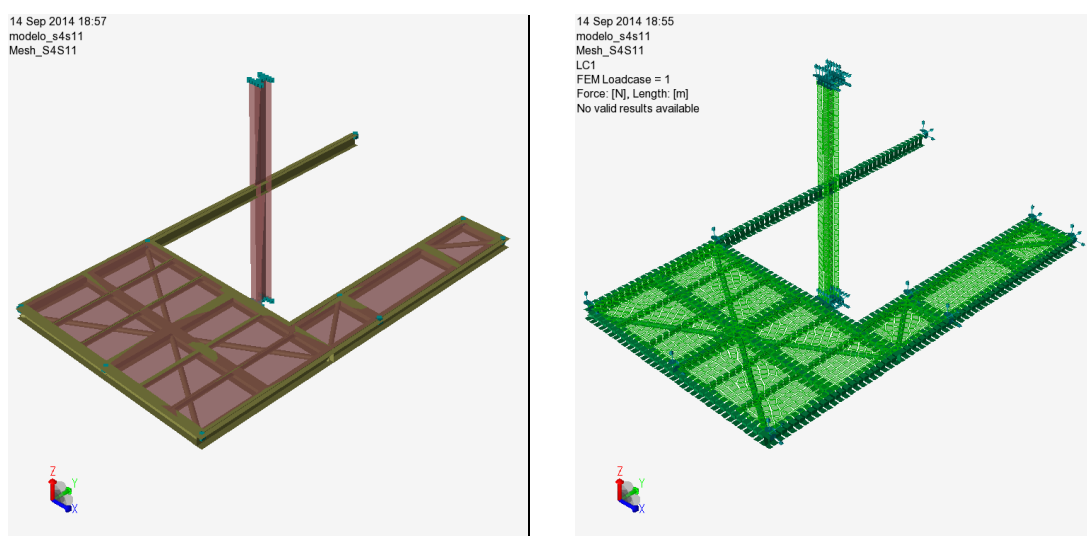


Figura 59: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 4 e 10 acoplados.

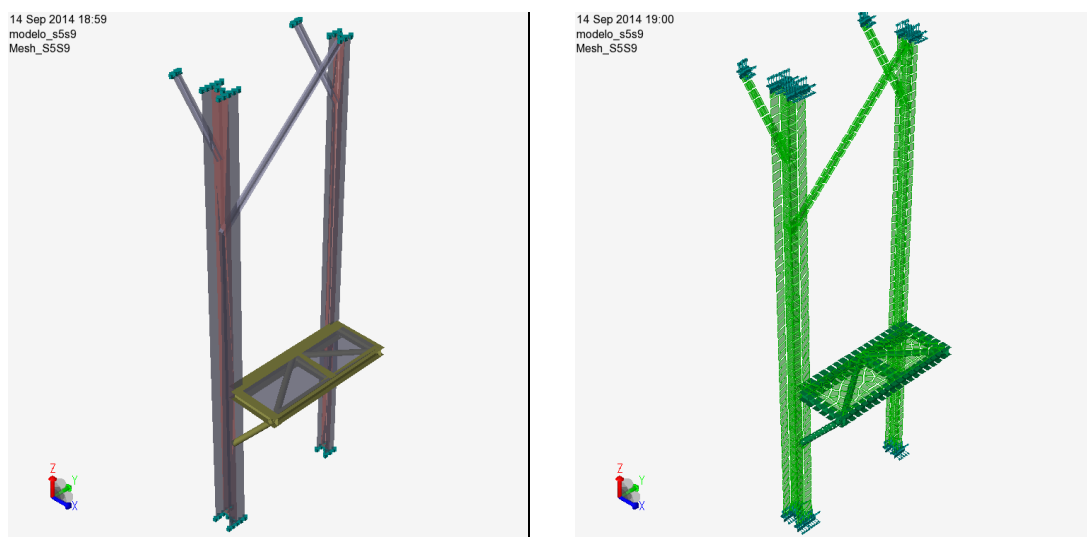


Figura 60: Modelo conceitual e malha dos subsistemas 5 e 8 acoplados.

OBS: O modelo conceitual e malha dos subsistemas 6 e 11 acoplados já estão apresentados na Figura 48.

Anexo C – Configuração do Computador

Componente	Especificação
Processador	Intel® Core™ i7-2630QM CPU @ 2 Ghz
Memória	8 Gb RAM DDR 3
HD	750 Gb 5400 RPM
S.O.	Windows 8.1 64 Bits
Softwares	Sesam Manager 32 Bits v6.2-3
	Sesam GeniE 64 Bits v6.8-14
	Sesam Sestra 64 Bits v8.8-0
	Sesam Xtract 64 Bits v4.2.8
	Silverfrost Plato Fortran IDE v4.3.0